

B1

Constant volume engine

Patent number: EP1167720
Publication date: 2002-01-02
Inventor: LECAL ROGER (FR)
Applicant: LECAL ROGER (FR)
Classification:
- international: F02B75/32; F01B9/02; F01C9/00
- european: F01B9/02R; F02B75/04C
Application number: EP20010401621 20010619
Priority number(s): FR20000007981 20000622

Also published as

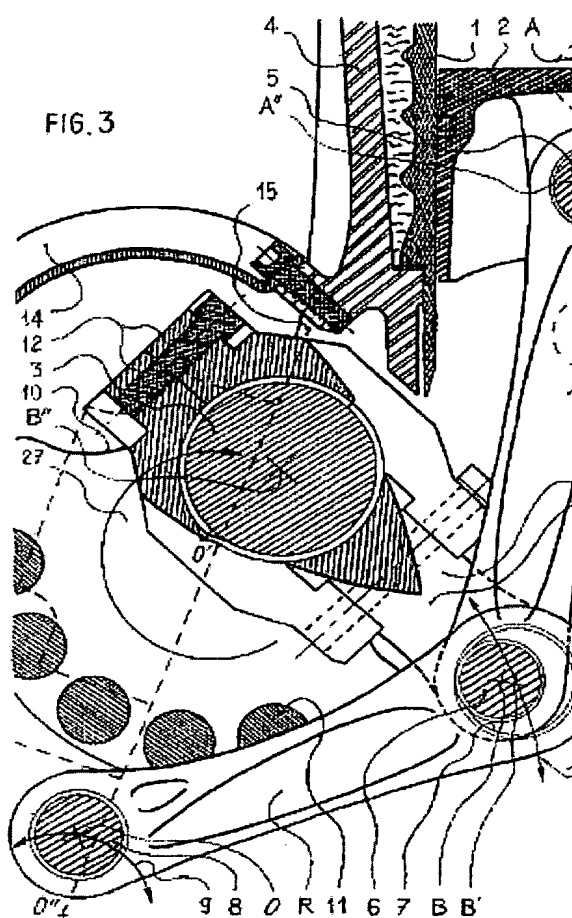
FR281069

Cited documents:

FR277948
FR390489
DE273471
US518613
US133594

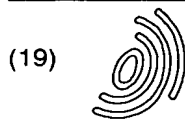
Abstract of EP1167720

The engine has a reciprocating to rotary motion converter with three rods (L, R, R'), the first connected to the piston (2), the second to a fixed support, and the third to a crankshaft journal (3), with all three rods connected by a single pivot. The third rod is very short, made from four pieces in two identical pairs (12, 13) fitted round journal bearing shells, and able to pivot about three different axes (B, B', B), one for the crankshaft journal and the others for the other two rods (L, R), rotating about the tdc point.



EP 28003 (6)

P03NM-022EP



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11) EP 1 167 720 A1

(12) **DEMANDE DE BREVET EUROPEEN**

(43) Date de publication:
02.01.2002 Bulletin 2002/01

(51) Int Cl.7: F02B 75/32, F01B 9/02,
F01C 9/00

(21) Numéro de dépôt: 01401621.6

(22) Date de dépôt: 19.06.2001

(84) Etats contractants désignés:
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR
Etats d'extension désignés:
AL LT LV MK RO SI

(71) Demandeur: LECAL, Roger
F-75019 Paris (FR)

(72) Inventeur: LECAL, Roger
F-75019 Paris (FR)

(30) Priorité: 22.06.2000 FR 0007981

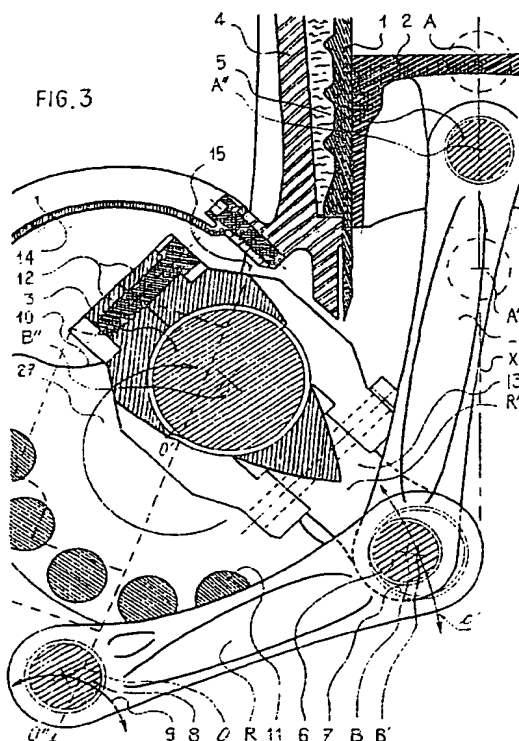
(54) **Moteur à phase isochore**

(57) L'invention concerne le mécanisme qui constitue « l'équipage mobile » dans un moteur à piston pour transformer le mouvement de translation alternatif du piston en rotation continue de l'arbre de sortie.

Les moyens mis en oeuvre pour répondre à ce problème consistent en une chaîne cinématique constituée d'un cylindre et d'un piston relié à un système à genouillère, dans une géométrie d'ensemble particulière comprenant un système d'entraînement par manivelle/

bielle avec sur cette dernière R' deux axes distincts (B - B') caractéristiques pour l'assemblage des deux bielles (L et R) de la genouillère, afin d'introduire un effet de levier par le basculement de R' qui contrarie la poussée de la genouillère, avec pour résultat une intermittence du mouvement du piston au P.M.H. sur une rotation continue de la manivelle.

Les applications concernent les moteurs rapides à allumage commandé ou diesel et par extension les moteurs lents de forte cylindrée.



Description

[0001] L'invention concerne un mécanisme de cinématique qui permet de transformer un mouvement de translation alternatif en rotation continue de l'arbre de sortie. Elle s'applique aux presses, aux pompes et plus spécialement aux moteurs à combustion.

[0002] Le système bielle/manivelle habituellement utilisé permet d'obtenir cette transformation du mouvement du piston, cependant l'encapsulisme obtenu (cylindre-piston), pour contenir la pression de la combustion et la mécaniser dans la phase de conversion, ne permet pas au cours de son évolution géométrique d'optimiser la transformation thermodynamique. En effet, le temps nécessaire à la combustion n'est pas pris en compte dans les variations de volume de la chambre, aussi, il doit nécessairement déborder sur les phases de compression et de détente, ce qui fait naître une contre-pression à la montée du piston et, au delà du Point Mort Haut (P.M.H.), une baisse de pression à l'achèvement de la combustion par l'agrandissement du volume de la chambre à la descente du piston. Cette dernière particularité est exploitée en allumage commandé par l'ajustage de l'avance du point d'ignition, afin d'obtenir, à la pression maximale de combustion, un volume différent de la chambre jusqu'à plus de 20° après le P.M.H. et, de ce fait, un taux de compression variable dans le but d'empêcher le cliquetis lors des variations de régime et de charge avec un rapport volumétrique (ϵ) initial volontairement « trop » important.

[0003] Une deuxième solution pour assurer le maintien d'une pression maximale de combustion, lors des variations de charge, consiste à recycler les gaz brûlés (E.G.R.) dans des proportions difficilement supérieures à 40 %. Cependant, le maintien de la qualité de la combustion nécessite une stratification difficile des couches et la proportion ne répond pas à l'échelle de variation (de 0,2 à 0,9) du volume d'admission de gaz frais entre un ralenti et une pleine ouverture.

[0004] Une troisième solution, mécanique cette fois, consiste à modifier le rapport volumétrique en faisant avancer plus ou moins le piston dans la chambre au P.M.H. Les solutions connues sont nombreuses : BICERI-HISPANO etc. ou plus récemment SAAB (S.V.C.) et le MCE 5.

[0005] La solution mécanique présente l'intérêt d'assurer des variations importantes du volume de la chambre au P.M.H., ce qui permet d'obtenir un bon rendement avec une faible charge et d'offrir aussi la possibilité de développer de fortes puissances sur un rapport volumétrique très bas associé à une forte suralimentation, aussi bien en diesel qu'en allumage commandé. Parallèlement, une réduction du bruit de fonctionnement peut être obtenue au ralenti ou encore une meilleure combustion par le maintien d'une compression élevée en charge partielle qui permet d'augmenter la température et de réduire les imbrûlés en allumage spontané avec turbo.

[0006] Le système bielle/manivelle connu s'il peut obtenir, grâce à des apports mécaniques complémentaires, une pression optimale de combustion sur les variations de charge, il ne peut pas satisfaire le besoin de ménager un temps pour la combustion, pas plus que pomper juste la quantité d'air nécessaire aux besoins d'utilisation. Au mieux, avec des soupapes à commande magnétique ou mécanique à levée variable, en créant une dépression uniquement localisée dans le cylindre, on obtient la réduction de la charge et une phase de restitution de l'énergie de pompage à la remontée du piston. Cependant, ce système maintient les mêmes pertes mécaniques, comme les systèmes MILLER et ATKINSON, par les déplacements piston/cylindre et crée, par la rigueur absolue nécessaire au dimensionnement des sections de passages soupape/siège, à l'étanchéité cylindre/piston et au système d'injection (tenant compte des dispersions de fabrication et de réglage), une disparité accentuée du moment et du temps de combustion ainsi que des pressions entre cylindres qui en résultent. L'allumage et l'injection séquentiels pallient, en partie, à ces deux difficultés mais ne peuvent pas équilibrer le volume de la charge d'air qui doit être obtenue par un ajustage très fin et différencié de la hauteur d'ouverture des soupapes, soit nécessairement par une gestion des levées, elles aussi, séquentielles. Ainsi les facteurs de dysfonctionnement s'ajoutent, interagissent et se confondent, aussi il devient difficile de les dissocier par l'analyse et d'agir sur le bon paramètre afin d'obtenir une parfaite régularité cyclique sans avoir à se positionner, par anticipation, toujours en dessous des valeurs optimales.

[0007] Au regard de l'analyse succincte de l'état de la technique, l'invention permet de répondre à plusieurs des difficultés énumérées. Ainsi, l'aménagement d'un temps pour la combustion, par une intermittence introduite dans le parcours du piston, permet de réaliser une phase isochore REELLE au P.M.H., ce qui supprime une grande partie ou la totalité de la contre-pression à la montée du piston. Cette particularité permet aussi d'obtenir la pression maximale de combustion au tout début de la phase de conversion, lors de la détente, pour un moteur à allumage commandé, ou de réduire la phase dite « à pression constante » d'un moteur diesel dans la limite de la résistance structurelle des éléments concernés.

[0008] La deuxième difficulté qui consiste à adapter le rapport volumétrique à l'importance du volume d'air admis, bien que satisfaite par différentes solutions mécaniques, n'a pas de réponse simple et économique. La nouvelle chaîne cinématique (que nous appellerons système à genouillère), par ses particularités développées pour obtenir la phase isochore, offre accessoirement une réponse avec relativement peu de moyens pour la mettre en oeuvre.

[0009] La troisième difficulté qui consiste à faire varier le volume d'air admis sans perte par pompage et sans perte par frottement pour un balayage inutile de la seg-

mentation du piston dans le cylindre est résolue par la possibilité donnée au piston de réduire sa course au tiers de sa valeur maximale. Ce qui correspond en volume d'air à un ralenti légèrement haut maintenu habituellement en équilibre par les forces résistantes. Pour contenir l'emballement sans les pertes habituelles sur ce volume d'admission, il devient possible de fournir un travail utile en fonctionnant à une pression maximale de combustion.

[0010] L'analyse de la courbe de la course du piston sur 360° de vilebrequin (FIG. 10) permet de mettre en exergue des singularités du mécanisme proposé : les signes Δ sont les repères de début et de fin d'injection diesel, autour du P.M.H., d'un système à bielle/manivelle sur la courbe -en pointillés-. Les signes ∇ sont les repères à même hauteur de piston sur la courbe du système à genouillère -en trait plein-. Sur la courbe du système à genouillère, pour le début de l'injection, le repère Φ est sensiblement sur le même angle (Δ) de vilebrequin que sur le système bielle/manivelle. Pour la fin de l'injection, le repère Φ est cette fois sur la même hauteur (Δ) que celle du système de la comparaison. L'injection directe se fait sur 40°: 25° avant le P.M.H. et 15° après, sur le modèle de référence. Sur le système à genouillère, l'injection commence donc aussi avec sensiblement le même calage (<25°) mais avec une pression et une température plus favorables au raccourcissement du délai d'auto inflammation et à la qualité de la combustion (niveau de compression). L'injection plus lente, donc éventuellement avec des trous d'injecteurs plus fins pour une même très forte pression, s'achève avantageusement après 63°, soit avec 23° de plus que pour un système à bielle/manivelle pour un même volume de combustible injecté. Sur ce même repère, les hauteurs des pistons sont identiques et la pression de la combustion qui se poursuit est maintenue élevée plus longtemps par une détente lente du système à genouillère et libérée à l'A.O.E. (Avance Ouverture Echappement) avec 30° de plus d'angle de vilebrequin pour encore une même hauteur de piston (sachant qu'une descente rapide du piston fige certaines réactions de combustion).

[0011] Ainsi, en inflammation spontanée, il est possible de répondre à toutes les exigences qui vont dans le sens de la réduction des oxydes d'azote, des fumées et de la consommation spécifique.

1. La durée totale d'injection a été augmentée de plus de 50 %.
2. La vitesse de combustion a été augmentée artificiellement par un arrêt du piston au P.M.H.
3. Le taux d'introduction du combustible pendant la remontée du piston a été considérablement réduit et la pression des gaz a été augmentée au départ du P.M.H. (rendement thermodynamique à volume constant).
4. La durée d'injection plus longue après le P.M.H. a autorisé l'injection d'un volume de combustible plus grand et croissant pendant cette phase, parti-

culièrement appréciable en hyper alimentation.

5. La position plus haute du piston au début de l'injection, en réduisant le délai, a permis de limiter l'importance du flux thermique et des émissions de NO_x par le fait que la vitesse de réaction est très sensible à la température qui a une influence exponentielle sur le délai physique et chimique de l'auto inflammation, conformément à la formule d'Arrhenius.

6. L'ajustage du volume d'air au volume du combustible à injecter, avec le choix d'un taux approprié, a permis de conserver une température optimale de la chambre à régime moyen, d'éviter les pertes de rendement par excès d'air et de réduire les émissions d'oxydes d'azote.

7. Le taux variable a permis l'usage d'une hyper alimentation par turbo classique et turbo électrique de type TURBODYNE, en dérivation, avec un taux très réduit en préservant la facilité de démarrage et la qualité de fonctionnement à faible régime.

Les moyens mis en oeuvre pour obtenir ces avantages consistent en un mécanisme de transformation d'un mouvement de translation alternatif en rotation continue, constitué d'une chaîne cinématique utilisée avec toutes les variations de dimensionnement des pièces et de positionnement des liaisons à l'usage de pompes et de machines industrielles dont les presses et de démonstrateurs/moteurs. Cette chaîne cinématique comprend trois bielles articulées sur un axe commun dont une s'intègre dans un système bielle/manivelle, la deuxième s'articule par son pied sur l'entrée ou la sortie du mouvement, éventuellement sur un piston en translation, et la troisième pivote par un axe en appui sur le bâti. Cet attelage mécanique évolue remarquablement en des chaînes cinématiques différentes selon la géométrie d'ensemble classées en deux groupes distincts connus. Le premier met sensiblement en ligne deux des trois bielles entre la manivelle et l'appui en translation d'entrée ou de sortie du mouvement d'animation en utilisant la troisième bielle flottante pour le guidage de l'articulation entre les deux bielles de transmission. Nécessairement, dans un tel montage, la bielle de manivelle est toujours poussée entre la force d'entrée et la force résistante. Le deuxième groupe, très commun à l'usage de presses et de pompes, met sensiblement en ligne la bielle d'appui sur le bâti avec la bielle liée au mouvement de translation d'entrée ou de sortie de puissance. Cet assemblage constitue une genouillère qui est animée par la troisième bielle liée à la manivelle. La mise en ligne des bielles de la genouillère permet de multiplier très fortement la puissance d'entrée du système bielle/manivelle, sur le modèle de la pince-étau, permettant aux presses et machines à poinçonner d'utiliser des moteurs d'entraînement de puissance relativement faible. A « l'effet genouillère » s'ajoute "l'effet de pilon" lié aux masses en mouvements alternatifs. Ce dernier est de plus amplifié par la position latérale mais aussi plus par-

ticulièrement décalée de la manivelle par rapport à l'axe de flexion de la genouillère. Cette disposition, connue, permet à une presse de soulever la matrice lentement pour permettre la manipulation des tôles, par exemple, et d'avoir une accélération vive et une grande vitesse pour l'effet pilon à l'emboutissage sur un temps donc plus court que pour l'autre sens de la translation. Différemment le temps d'admission d'une pompe peut être, avec la même cinématique, plus court pour une pompe noyée que celui de refoulement qui demande une force plus grande et l'inverse pour une pompe aspirante. Ainsi la puissance nécessaire au travail est réduite pour une phase et augmentée pour l'autre afin de réduire et de réguler le besoin en puissance d'entrée. Contrairement au système du premier groupe, le système à genouillère du deuxième groupe tel qu'il vient d'être décrit peut fonctionner à bielle de manivelle poussée et/ou tirée. Pour assurer un ralentissement suffisamment important de la translation alternative du piston d'un moteur au PMH afin de se rapprocher du diagramme théorique de la combustion nous trouvons un système du "premier groupe" qui permet de superposer deux PMH (alignement de trois axes d'articulation) de deux couples d'éléments de la chaîne cinématique ayant pour effet de distendre le temps ou l'espace pendant la progression du piston autour du point mort haut qui subsiste toujours en un point. Ici la bielle à trois axes pour assurer la superposition des deux points morts hauts est celle flottante du bâti (brevet DE 27 34 715 A de SCHERF GEB KINDERMANN EVA). Une bielle à trois axes d'articulation a été également utilisée dans le système de ce même premier groupe par F.E.V.. Cette bielle est celle du piston. Pour arrêter réellement le piston, sur un mouvement continu de la manivelle et en intervenant dans la chaîne cinématique, seule une croissance ou décroissance d'un mouvement s'opposant à une même évolution de même valeur et de signe contraire assure le temps mort recherché. Cette condition est également nécessaire au "deuxième groupe" qui utilise la superposition de deux PMH, celui de la genouillère par l'alignement de ses deux biellettes à celui du système bielle/manivelle. Même un décalage des PMH ne permettrait que la superposition d'un mouvement décroissant positif à un mouvement croissant négatif ou inversement. Ainsi la superposition des points morts hauts amène, pour les groupes un et deux, l'inconvénient d'une progression lente, trop large autour de ce point, sans réel arrêt, préjudiciable par l'augmentation des échanges thermiques de la combustion avec les parois dans ces limites extrêmes de ralentissement, et des accélérations et vitesses trop importantes sur le reste du parcours autour du point mort bas. Le mécanisme proposé se distingue dans la disposition dite à genouillère par la bielle (R') de manivelle, très courte, constituée de quatre pièces identiques deux à deux (12 - 13) qui enserrant des coussinets autour du maneton de la manivelle et qui pénètrent latéralement de part et d'autre de leur tête les deux autres biellettes (L et R) par des demi-axes. Dimensionnée

à la même longueur d'entre axes que la manivelle cette bielle peut, à elle seule, assurer l'arrêt du mouvement. Légèrement plus longue, elle permet un ralentissement autour du PMH et une accélération autour du Point Mort Bas (bielle tirée). Cette bielle est remarquable par le fait qu'elle comprend trois axes d'articulation (B - B' - B''), un pour le maneton et deux distincts pour les biellettes (L et R), et par le fait que son basculement autour du PMH, alors que distinctement les biellettes (L et R) ne sont pas en alignement, superpose un déplacement croissant négatif de (B') à un déplacement croissant positif de (B), de même valeur, qui assure l'immobilisation de (A), sur 20° de manivelle, et sa progression relativement rapide après cette intermittence. A cela, d'une manière avantageuse, la bielle (R') est tirée sous la poussée du point (A) sur la genouillère, avec un angle réduit entre les deux biellettes (L et R). La genouillère n'est donc pas en extension en fin de course, ce qui permet spécifiquement le déplacement de l'axe d'appui (O) sur le bâti autour d'un point virtuel (Oz), situé sensiblement sur la position du point (B') en fin de course (PMH), pendant le fonctionnement du mécanisme, ceci, afin de rendre variable l'amplitude de la course de (A) sans dépasser la position limite de l'alignement des biellettes de la genouillère qui formerait une courbe de parcours en dos de chameau.

[0012] A cela, pour une variation de la course, l'axe de la genouillère (O) est pris sur le bâti par l'intermédiaire d'un patin (32) à denture (33) monté sur une glissière courbe (39) qui le fait progresser autour d'un axe virtuel (Oz) par la rotation engrenée d'un arbre denté (47) lui même entraîné par un engrenage irréversible à vis sans fin; la position de (Oz) assure concurremment la variation du rapport volumétrique et la variation de la longueur de la course du piston.

[0013] Le mécanisme est constituée, dans une version différente, par un piston faisant corps avec la bielle ainsi que par un cylindre de forme torique à courbure spiralée qui lui est associé.

[0014] La cinématique comprend des arbres d'équilibrage ($g2\omega$ et $g-2\omega$) FIG. 8 à calage variable dans une disposition particulière avec un contre-arbre jumelé au vilebrequin ($f\omega$ et $f-\omega$), pour obtenir un alignement sur les forces de premier ordre et les annuler par une poussée à contre sens.

[0015] Avec un système bielle/manivelle à allumage commandé et à taux variable, utilisé à la limite du cliquetis, le réglage prédominant de l'avance ou du rapport volumétrique détermine dans l'élévation poly tropique de la pression maximale (calée de 10° à plus de 20° après le P.M.H.) la part qui revient à la compression mécanique est celle qui est fournie directement de la combustion (donc pour une même pression un état plus ou moins avancé de la combustion).

[0016] Sous l'influence de ces deux paramètres, la position de la pression maximale d'optimisation du rendement varie en fonction de leur prédominance. Ainsi, si la pression maximale est obtenue plus par l'augmen-

tation du rapport volumétrique, celui-ci permet, avec une avance réduite, d'initier favorablement la combustion dans un milieu confiné, avec une température élevée favorable à l'oxydation et dans un faible volume. La combustion qui alors évolue davantage (après le P.M.H.) dans un espace en extension trop rapide, se termine dans des conditions peu favorables à son achèvement, ce qui est à l'origine de la formation de monoxyde de carbone. Cet inconvénient majeur détermine la limite de l'utilisation d'un taux qui, très élevé, permettrait de décaler plus complètement la combustion sur la descente du piston (ϵ : plus grand - pression maximale égale). A l'inverse, si la pression maximale identique est obtenue avec un taux relativement faible et une avance importante, la combustion réalisée en grande partie avant le P.M.H. se retrouve en opposition avec la partie brûlée en phase de conversion pendant la descente du piston. De ce fait, le rapport pression maximale /pression moyenne efficace (P.M./P.M.E) augmente défavorablement. De plus, les mauvaises conditions pour réaliser l'ignition rendent la combustion très erratique et allongent sa durée, ce qui est générateur de NO_x , et d'HC (hydrocarbures). Ces limites, avant et après le P.M.H., sont directement influencées par la durée nécessaire à la combustion et par la position du piston qui infèrent sur sa qualité du début à son achèvement.

[0017] A l'inverse du système bielle/manivelle limité dans ces deux situations extrêmes qui présentent chacune des avantages importants mais incompatibles avec certaines contraintes d'utilisation, le système à genouillère permet d'initier la combustion dans un milieu dense et à bonne température (position du piston) tout en ayant un taux relativement peu élevé, une haute pression maximale (produit de la combustion), peu ou pas de contre-pression et une fin de combustion à plus haute température. Ces avantages, pour rappel, sont dus à la phase isochore et à la faible progression du piston autour d'elle.

[0018] En effet, la combustion atteint un stade d'achèvement plus avancé sans les montées intermédiaires en pression et température, inhérentes au déplacement du piston qui, dans un système bielle/manivelle, vient habituellement réduire la chambre, alors que la pression maximale est atteinte sous un plus grand volume pour sensiblement la moitié de la charge brûlée. Ce pic de surpression mécanique de la charge pendant la combustion tend à réduire le délai d'auto inflammation qui est sensible à ce paramètre et à la température, alors que la vitesse de la combustion n'est sensible qu'à cette dernière. Les conditions favorables qu'offre la phase isochore à la combustion permettent de brûler plus de charge pour la même pression maximale au P.M.H. (ϵ plus petit) mais aussi d'augmenter ce maximum. Par ailleurs, les turbulences introduites par différents mouvements d'air, particulièrement favorables à la vitesse de combustion, sont maintenus en durée sur un même cycle de 360° et l'allongement de la durée de l'admission $>200^\circ$ permet d'induire plus de dynamisme tournant

à la charge admise, sans en augmenter les pertes.

[0019] Les échanges thermiques avec les parois étant dépendants de l'importance des surfaces exposées, de la durée, et de l'intensité des flux thermiques, au regard des particularités du système à genouillère, nous constatons avec des conditions d'ordre physico-chimiques plus favorables à l'allumage (densité des gaz - dispersion - température - oxydation) que d'une part la durée de la combustion et la surface totale exposée tendent à diminuer au départ de la combustion et à son achèvement en raison de la hauteur du piston, et d'autre part que, à charge égale et à pression égale, le flux thermique maximal, s'il est identique, se trouve nécessairement dans un même volume et une même surface pour un même alésage. La durée « en temps » raccourcie de la combustion qui n'a plus la même valeur en degré Vilebrequin ($^\circ\text{V}$) peut être ajustée favorablement par un appauvrissement du mélange ($<<1$) qui habituellement entraîne des retards d'avance par rapport à l'optimum recherché (puissance, rendement et pollution). En effet, la descente lente du piston sur un angle important de vilebrequin correspond, en se référant au temps en $^\circ\text{V}$, d'un système bielle/manivelle, à une combustion plus rapide. De plus, l'effet « starting-block » de la phase isochore, par le maintien de l'évolution de la combustion sur le P.M.H., efface fortement les disparités entre cylindres qui peuvent habituellement atteindre 40° de décalage en mélange pauvre, ce qui peut déplacer la pression maximale très bas sur la descente du piston à partir du calage moyen initial.

[0020] La FIG. 1 représente schématiquement la cinématique du mécanisme à genouillère et du système bielle/manivelle d'entraînement.

[0021] La FIG. 2 représente les relations entre B'' , B et B' autour du P.M.H. dans les repères d'une grille de positionnement.

[0022] La FIG. 3 représente l'assemblage des pièces mécaniques qui reconstituent la chaîne cinématique du schéma de la FIG. 1 à l'intérieur d'un bâti-moteur.

[0023] Les FIG. 4 et 5 représentent la direction des forces d'inertie alternatives aux P.M.H. et P.M.B.

[0024] Les FIG. 6 et 7 représentent les composantes et les résultantes des forces alternatives mises en position.

[0025] La FIG. 8 représente la disposition et l'orientation des forces centrifuges d'équilibrage en opposition aux forces d'inertie générées par les pièces mécaniques de la chaîne cinématique.

[0026] La FIG. 9 représente des courbes superposées de couples instantanés de la chaîne cinématique sous la poussée du piston et celle d'un système bielle/manivelle.

[0027] Les FIG. 10, 11 et 12 représentent respectivement des courbes de courses de vitesse et d'accélération du point A.

[0028] La FIG. 13 représente un diagramme de distribution sur 720° .

[0029] La FIG. 14 représente deux diagrammes

« réels » superposés d'un cycle quatre temps diesel.

[0030] La FIG. 15 représente deux diagrammes développés « réels » superposés d'un cycle quatre temps à allumage commandé.

[0031] La FIG. 16 représente un assemblage mécanique simplifié de la chaîne cinématique de la genouillère.

[0032] Les FIG. 17, 18, 19 et 20 représentent les pièces mécaniques qui composent la bielle R'.

[0033] La FIG. 21 représente en superposition deux coupes transversales de blocs moteurs, un à bielle/manivelle, l'autre à genouillère.

[0034] La FIG. 22 représente schématiquement la chaîne cinématique à genouillère avec le glissement du point O et l'aspect structurel du bloc moteur.

[0035] La FIG. 23 représente le mécanisme d'entraînement du point O.

[0036] La FIG. 24 représente le support du point O dans une coupe longitudinale du bloc moteur.

[0037] La chaîne cinématique à genouillère à mouvements plans avec son paramétrage, représentée schématiquement (FIG. 1), comprend une liaison pivot-glissant d'axe en A le long de l'axe X. Cette liaison est matérialisée dans la construction mécanique par un cylindre dans lequel glisse un piston articulé à une bielle L. Le reste des assemblages mobiles sont des liaisons-pivots. En B s'articule la bielle L et en B' la bielle R de la genouillère qui, à son tour, s'articule sur O. Un système d'entraînement bielle/manivelle est adjoint à cette première cinématique. La rotation (trace c) du maneton représenté par B" autour de O manœuvre la genouillère par l'intermédiaire de la bielle R' qui s'articule distinctement sur les deux bielles de la genouillère, en B par la bielle L et en B' par la bielle R. Deux positions, aux P.M.H. et P.M.B., sont représentées avec le déplacement du point A. Les points colinéaires A - A', A₁ - A'₁ sur l'axe X et les points B - B', B₁ - B'₁ sur les traces c' - c" définissent dans ces positions les mouvements de la cinématique du P.M.H. au P.M.B., suite au déplacement de O en O₁ autour de O "grâce à un système d'excentrique à secteur denté et vis. La rotation de R" modifie le rapport volumétrique de la chambre. Les angles β et α établissent la relation trigonométrique d'une partie de la chaîne. La vitesse angulaire ω indique le sens de rotation. Sur Y est indiquée la position de O₁ par rapport à l'intersection O d'X et Y.

[0038] La FIG. 2 complète les détails de la chaîne cinématique au niveau du point d'articulation B qui comprend deux axes distincts confondus sur la FIG. 1 (B - B'). Trois points a b c, pris à 20° d'intervalle entre chacun sur le parcours de B" autour de O (trace c), permettent de définir les relations géométriques particulières entre la position de B" et respectivement de B et B'. Du déplacement de B" sur la trace c, ces trois points (a b c), centres d'arcs de cercles de même rayon (B' - B"), correspondent les points a' b' et c' sur la trajectoire du point B'(f) sur la trace c'. Ces points définissent les instants de B' autour du P.M.H. Excentré par rapport à B' sur la

bielle R', l'axe B décrit avec les déplacements de la bielle une rotation autour de B' (trace c₁). Issues de la grille d'ordre de positionnement de B' sur la trace c', qui a pour intersection sur les arcs les points a₂ d₂ - a₂ c₂ et b₂ c₂, les positions a' b' c' ont pour corollaire les positions des points C₁ - b₁ et a₁ par la relation entre B et B'. Le déplacement de B" de b à c et de la bielle R' maintient en c₁ - b₁ le point B, alors que le point B' sur la trace c' se déplace de b' à c'. De ce fait, le point A conserve la même position. L'immobilité de A sur ses 20° de parcours de B" est quasi parfaite. Son mouvement est intermittent.

[0039] La FIG. 3 représente l'ensemble des éléments mécaniques de la chaîne cinématique à genouillère schématisée dans les figures précédentes. Le bloc moteur (4) de type « plan ouvert » constitue le bâti. Le cylindre rapporté (1) en coupe dans son encastrement est centré sur l'axe X. Le piston (2) comprend un axe mécanique (5) sur l'axe géométrique A", sur lequel pivote la bielle L qui est prise sur l'axe mécanique (6) au point géométrique B de la bielle R'. L'axe (3) est un maneton du vilebrequin qui tourne autour des tourillons (27). En (10) nous trouvons la masse d'équilibrage habituelle du vilebrequin avec en (11) des bouchons de métal lourd. Le vilebrequin, par l'alignement proche de l'axe X sur la trajectoire de B, permet de réduire son entraxe de manivelle O-B" correspondant aux axes des tourillons et des manetons dans les proportions inverses à l'augmentation de l'angle de vilebrequin obtenu pour la détente. Soit : course/2 x 180/220. Ainsi, pour une course de 80mm, nous obtenons un entraxe de 32,7mm, qui permet d'obtenir parallèlement une poussée réduite par l'effet de renvoi des forces tangentielles et également un vilebrequin proportionnellement plus rigide. De plus, les manetons, aussi larges que pour deux bielless-pistons d'un moteur en V, prennent moins de charge par la poussée des gaz mais avec des forces inertielles sensiblement égales. Le carter (14) à ouverture latérale donne accès à l'équipage mobile qui est monté sur le plan de joint (15) par le vilebrequin et par le système à excentrique qui pivote sur (O'). L'axe mécanique (8) sert d'appui pivotant à la bielle R de la genouillère dans les positions successives qui peuvent être prises sur la trace (9) pour modifier la position du piston au P.M.H.

[0040] Les FIG. 4 et 5 représentent l'aspect dynamique de la chaîne cinématique au P.M.H. et au P.M.B. avec l'orientation des forces d'inertie alternatives dans un repère cartésien X - O - Y. Ces forces, recentrées en deux points A et B, pour simplifier l'évaluation, prennent deux directions : en F₁ pour A et en F₂ pour B dans la FIG. 4. Le point A concentre la masse du piston et une partie de la masse de la bielle L. Le point f₁ indique la poussée inertielle dans l'axe de la bielle L et f₀ la force de réaction du bâti sur le point d'appui de A au changement d'orientation sur l'axe X (F₁). Le point B, pour sa part, concentre la force centrifuge F₃ et les forces inertielles F₂, F₃ et F₄ d'une partie du poids des bielless R' L et R dans leur mouvement de balancier. La direction F₄

indique le sens des contre forces alternatives utilisées et leur centrage par rapport aux forces inertielles F_1 et F_2 .

[0041] La FIG. 5 représente la direction des forces alternatives F_1 et F_2 au P.M.B. (angle de parcours θ) depuis le P.M.H. $\approx 240^\circ$. Les deux vecteurs équipollents indiquent uniquement leur direction. Par une évaluation approximative du poids des pièces, les masses centrées en A et B sont supposées de même valeur. Elles subissent une contre force d'équilibrage dans la direction de F_a .

[0042] La FIG 6 représente les abscisses du point A du P.M.H. au P.M.B., courbe D, pour une rotation continue de B" sur 360° . La courbe e correspond au parcours de B pour les mêmes valeurs maximales d'abscisse et d'ordonnée, X passant cette fois par le P.M.H. et le P.M.B. de B. La résultante des courbes e et d est représentée plus loin par la courbe n. Ces courbes périodiques non sinusoïdales de période 2π sont comparable à celle obtenue d'un système bielle/manivelle à axe de piston fortement éloigné de l'axe de manivelle. Leur somme se décompose en forces sinusoïdales équilibrées séparément. Les déplacements respectifs des bielles de la chaîne cinématique constituent des mouvements pendulaires et circulaires. L'ensemble compose des sinusoïdes de parcours qui s'ajoutent et se soustraient entre la rotation continue de B et la translation rectiligne de A. La première composante est issue de la rotation de B" donc sur sa fréquence. Les autres composantes sont de même fréquence ou de fréquence double sur cette période de 360° . Leur déphasage modélise la courbe résultante. L'immobilité de A au P.M.H. est due à la composante issue du mouvement de la bielle R' autour de B' qui ajoute le ventre de sa courbe, au point B, à la descente de B' sur la trace c" après son retournement de sens de parcours FIG. 2. Les composantes en opposition de phases s'annulent sur la trace c₁, de plus de 20° de c₁ à b₁, immobilisant B.

[0043] La FIG. 7 représente les deux courbes composantes f et g de la force d'équilibrage utilisée pour s'opposer aux forces d'inertie alternatives de la chaîne cinématique des FIG. 4 et 5. Ces forces d'opposition sont obtenues par des arbres d'équilibrage contre-rotatifs réalisés à partir d'entraînements et de dispositions connus. Aux forces de pilon d'ordre 1 s'oppose la force d'équilibrage de fréquence 1 ($\cos. \alpha$) représentée par la courbe f. A la force d'inertie d'ordre 2, générée par le mouvement pendulaire de la bielle R', s'oppose la force d'équilibrage de fréquence 2 ($\cos. 2\alpha$) représentée par la courbe g. La résultante de ces deux forces d'équilibrage est représentée en pointillés par la courbe i qui s'oppose à la force alternative initiale n (en superposition pour la comparaison). En opposition de phase et de valeur les courbes n et i donnent un résultat presque parfait. Il subsiste une résultante qui génère des accélérations inférieures à celles issues des forces de deuxième ordre d'un système bielle/manivelle avec un rapport λ (manivelle/bielle = 0,31) soit en dessous des

valeurs courantes acceptables. Cette imperfection est due à une prise en charge partielle de la composition de la fonction périodique.

[0044] Les particularités de la corrélation entre la phase isochore (immobilisation du point A) et les accélérations maintenues sur B', ne sont pas analysées pour évaluer leur impact. Cependant, la course de B' sur cette séquence est limitée à moins de 0,7 mm à l'échelle 1 de la FIG. 1 (course du piston = 73 mm) pour un angle de plus de 20° vilebrequin, ce qui est négligeable même avec les valeurs d'accélération et les masses concernées.

[0045] La FIG. 8 précise la position des arbres d'équilibrage et leur nombre. Un double arbre f-j permet, en plus des deux arbres habituels d'équilibrage des force de deuxième ordre ($g2\omega$ et $g-2\omega$) d'un mono ou d'un quatre cylindres en ligne par exemple, de prendre en charge les forces de premier ordre $f\omega$ et $f-\omega$ en les déplaçant sur le plan de convergence des forces F_1 et F_2 , ainsi que le couple résultant de basculement r et r' avec les contre-arbres $j2\omega$ et $j-2\omega$ en opposant F"a aux P.M.H. et P.M.B. de B et B'. La force centrifuge est prise en charge sur le parcours de B - B' en sens opposé par le retournement des masses d'équilibrage. On peut noter que le vilebrequin équilibre la force centrifuge Fc due au poids du maneton et d'une partie des bielles par le contrepoids P et que le contrepoids $f\omega$ se trouve sur le même arbre tournant. La direction de la force d'équilibrage $f\omega$ et $f-\omega$ est une composante de Fa. Le plan Fa F'a fait un angle α avec Ra qui est la résultante des forces F_1 et F_2 (FIG. 4 et 5). De ces trois forces naît la résultante r' à laquelle s'oppose la force Fa" issue de $j2\omega$ et $j-2\omega$. A l'opposé, au P.M.B., les forces F_1 et F_2 parallèles ont pour résultante R"a. A cette force s'oppose F'a (direction F'a et Fa) le même angle α se retrouve entre ces forces antagonistes avec pour résultante la force r équilibrée.

[0046] Les FIG. 9, 10, 11 et 12 sont des représentations de l'aspect dynamique comparé de deux systèmes : bielle/manivelle (modèle de référence) et chaîne cinématique à genouillère aux normes S.I. (Système International), à l'exception des abscisses des FIG. 9 et 10.

[0047] La FIG. 9 représente un diagramme des moments de trois couples déroulés sur un temps moteur de type Carnot (détente isotherme). En pointillés est représentée la courbe d'un système bielle/manivelle avec un alésage/course de 80/80, un rapport λ manivelle/bielle de 0,352 pour une pression de combustion achevée au P.M.H de 100 bars (phase isochore d'un diesel) et une évolution à température constante, avec un rapport volumétrique de $\epsilon = 16,5$. La deuxième courbe - en trait plein -, la moins ventrue, est développée après une phase isochore (piston immobile) par la chaîne cinématique à genouillère. La pression de combustion est la même ainsi que la course, l'alésage et le rapport volumétrique. Seul change l'angle de rotation de la manivelle entre le P.M.H et le P.M.B avec la variation de la force

tangentielle de la poussée du piston. En conséquence, les aires de travail transformées restent isométriques. La troisième courbe -en trait plein- est issue du même système à genouillère avec les mêmes caractéristiques énumérées, sauf pour le rapport volumétrique ($\epsilon = 9,2$). La comparaison laisse apparaître un gain important, sans atteindre la valeur du pic de couple du système bielle/manivelle (le travail de compression est à déduire pour en estimer le gain). La vitesse maximale inférieure du piston « tg » (tangente) fortement décalée déplace l'angle de transfert, cependant l'accélération progressive de la veine de gaz réduit la dépression dans la tubulure et le cylindre. L'admission bénéficie toutefois de l'inertie positive de la veine de gaz jusqu'au Retard de Fermeture de l'Echappement (R.F.E.). Dans un multicylindre, l'étalage de la phase de conversion sur 180° effectifs permet de réduire le nombre de cylindres, pour une même couverture moteur. Un six cylindres à mécanisme à genouillère couvre sur deux tours (720°), l'équivalent de six temps moteur de 180 ou 1080° , soit ce que couvrirait un neuf cylindres à bielle/manivelle, c'est-à-dire $120 \times 9 = 1080^\circ$ ou encore pour un quatre cylindres à genouillère $180 \times 4 = 720^\circ$, ce que couvrirait un six cylindres bielle/manivelle, c'est-à-dire $120 \times 6 = 720^\circ$, avec parallèlement des pics de couple réduits de plus de 40 %.

[0048] Une particularité spécifique au système à genouillère, liée à la courbe plate du couple, fait que leur chevauchement crée des pics par addition, elles doivent être juxtaposées, alors que sur un système bielle/manivelle les pics réduisent leur effet par chevauchement. De ce fait, on doit nécessairement ne pas utiliser plus de six cylindres avec un petit chevauchement, ce qui, dans la valeur idéale de 300 à 500 cm^3 unitaire pour un moteur rapide, fait osciller la cylindrée de $1\,800$ à $3\,000 \text{ cm}^3$. Tout comme sur un système bielle/manivelle, les inerties bielle/piston du système à genouillère, à régime moyen et élevé, viennent adoucir le pic de couple et gonfler avantageusement la courbe à l'approche du P.M.B., en phase de restitution. La possibilité de réduire considérablement la masse du volant en maintenant une régularité cyclique de fonctionnement laisse entrevoir une rapidité « conceptuelle » du moteur à prendre des tours. Cependant, à la vue des FIG. 11 et 12, le régime moteur maximal doit être réduit de l'ordre d'un tiers, soit $n = 4\,500 \text{ tr/mn}$ pour conserver les mêmes valeurs de vitesse et d'accélération instantanée des pistons. La vitesse moyenne (calcul habituel) reste sensiblement la même par rapport à un système bielle/manivelle ($<106\%$). Cette réduction du régime maximal fait que ces valeurs restent celles du moteur de série pris en référence (XU9J4 de P.S.A.). Cependant, la perte de puissance qui l'accompagne est effacée par le fait que le taux variable permet d'obtenir une puissance supérieure à régime inférieur, par une « hyper alimentation » en allumage spontané comme en allumage commandé, tout en ayant, parallèlement, un meilleur rendement à tous les régimes grâce, tout à la fois, au taux et à la

cylindrée variables et à la phase isochore

[0049] Tout comme la FIG. 10, les FIG. 11 et 12 sont des courbes des abscisses du point A, du P.M.H. au P.M.B., en fonction de l'angle θ de rotation de la manivelle sur un tour. A est à la fois assimilé à un point géométrique (axe du piston) et au piston lui-même. En pointillés, nous avons la courbe du système bielle/manivelle du marché pris déjà en référence dans la FIG. 9. En trait plein le système à genouillère. A la vue des deux systèmes, nous observons les positions angulaires des AOE (Avance Ouverture Echappement) fortement décalées avec des P.M.B. qui sont respectivement de 180 et 220° . Les deux repères des P.M.H. -sur la courbe en trait plein-, en début et en fin de course, mettent en évidence la phase isochore -courbe plate- du système à genouillère et la forte progressivité de la course du piston qui la précède et la suit. Au regard de ces courbes comparatives, à l'analyse des figures suivantes et en se reportant aux courbes de couple instantané de la figure précédente, nous pouvons comprendre comment le pic de pression et de couple après le P.M.H. a pu être contenu et transformé, ce qui a nécessairement allongé le temps de détente pour conserver des valeurs acceptables d'accélération en fin de course. Ainsi, la courbe de couple de la phase de conversion a été modelée par une adaptation de la courbe de la course à la courbe de la pression. A une très forte pression des gaz de combustion est ajustée une très faible course du piston. En fin de course, à une faible pression, un déplacement rapide du piston assure la démultiplication de la transformation translation/rotation.

[0050] Cette amélioration de la transformation thermodynamique, en réduisant l'amplitude des variations du couple instantané, permet de ce fait de réduire le degré d'irrégularité cyclique d'une unité (monocylindre) sur le temps moteur.

[0051] La FIG. 11 représente des courbes de vitesse du point A en fonction de ω sur l'angle θ . En pointillés, le modèle de référence de la comparaison est superposé à la courbe de la chaîne cinématique à genouillère.

[0052] La FIG. 12 représente des courbes d'accélération du point A (pour la même vitesse angulaire $\omega = 472 \text{ rad/s}$ ($n = 4\,500 \text{ tr/mn}$) en fonction de l'angle θ . Nous constatons à la vue des courbes x_p que le système à genouillère n'obéit pas à la même loi de mouvement avec des sauts de valeurs et des maxima d'accélération plus grands que sur la courbe gaussienne caractéristique du système de référence. Ces valeurs sont toutefois à comparer aux valeurs élevées obtenues autour du P.M.H. avec le système bielle/manivelle.

[0053] Les valeurs de vitesse et d'accélération les plus élevées du système à genouillère, FIG. 11 et 12, se portent sur la phase de remontée du piston correspondant à la compression et à l'échappement sur un quatre temps. Dans l'absolu, il n'y a pas de limite physique à la vitesse de la réalisation d'une compression autre que les moyens de sa réalisation et le pic résultant d'une valeur ∞ . Cependant, la compression obtenue par

le système à genouillère sur un angle de vilebrequin réduit $\leq 140^\circ$ amène le piston à une vitesse instantanée élevée mais avec des accélérations relativement faibles. Ainsi, la remontée du piston qui comprime les gaz frais en fin de parcours, pour les plus hautes pressions, est plus douce que celle d'un système bielle/manivelle, donc avec un pic résistant moindre. Pour le temps d'échappement la bouffée d'échappement sonique à l'A.O.E. entraîne les gaz contenus dans la chambre comme sur un deux temps. Nous savons qu'il y a peu de pertes par la résistance des gaz restants à leur extraction de la chambre par pompage. Ce temps se trouve par ailleurs effectué à des vitesses de rotation moindres, ce qui conduit l'échappement à une valeur de durée supérieure en régime maximal à celle du système bielle/manivelle de référence. Aussi, le temps d'admission bénéficie d'une double durée d'allongement par la réduction du régime et par son étalement sur plus de 200° de vilebrequin.

[0054] La FIG. 13 est une représentation vectorielle des déplacements angulaires du point B" sur le cycle complet d'un quatre temps à système à genouillère lors des phases de distribution sur 720° de révolution. L'A.O.A. définit le point de l'Avance à l'Ouverture de l'Admission. La course du piston s'effectue sur 200° vilebrequin et se poursuit jusqu'au R.F.A. après le P.M.B. La compression s'effectue du P.M.B avec 140° d'angle de vilebrequin. A l'image d'un cycle Beau de Rochas ou diesel, elle est suivie d'une phase réellement isochore sur 20° (angle hachuré) elle-même suivie d'une phase de conversion de 180° effectifs achevée à l'A.O.E. après le P.M.B. Ce quatrième temps se poursuit au-delà du P.M.H. par un Retard à la Fermeture de l'Echappement (R.F.E.).

[0055] La FIG. 14 est un diagramme « réel » pression/volume, sur deux temps, d'un diesel rapide quatre temps à système à genouillère. A l'intérieur de la courbe 1 - 2 - 3 - 4 - 5 est superposée la courbe du système bielle/manivelle. A première vue, le système à genouillère semble être représenté par un diagramme théorique. L'instantanéité de la combustion correspond ici à un arrêt du piston sur un angle de rotation du vilebrequin donc sur un cinquième temps, repérable, représenté ici par une verticale, sur une variation de pression pour un même volume. En hachuré, apparaissent deux gains qui influencent fortement le rendement. Le premier (e) à la montée du piston, de 1 à 2, est obtenu par la réduction de la contre-pression grâce à une Avance réduite de la Combustion (A.C.) par rapport au système bielle/manivelle. Cette dernière se fait essentiellement sur la phase isochore 2 à 3 et au-delà 3 à 4 à pression constante. Elle peut être réalisée sans avance dans les limites maximales admises d'une progression $dp/d\theta$ de 5 bars par degré de vilebrequin (α : angle de pente = pression/V.) afin d'éviter l'effet de cognement.

[0056] Ainsi, sur les 20° de vilebrequin de la phase isochore, la pression peut atteindre 100 bars, alors que la pression maximale est habituellement atteinte en

moyenne 5 à 10° après le P.M.H. (diesel rapide - injection directe - $n = 2\ 300$ tr mn), le système à genouillère permet de la maintenir sur le même point (3), ce qui représente le deuxième gain (d). Une avance $< 20^\circ$ de la combustion, courante sur un diesel rapide de ce type, génère avant le P.M.H. un dégagement calorifique de 35 % de la charge brûlée sur un cycle, dont une partie en perte, bien que cette avance réduite, pour satisfaire les normes anti-pollution, peut entraîner à son tour un fort Retard de Combustion (R.C.) par diffusion sur la pente (4 - 5) (jusqu'à 90° après le P.M.H.). Ce retard peut générer des imbrûlés dans l'angle de manoeuvre étroit de ce système. On observe qu'une plus grande partie du combustible a pu brûler en phase isochore, donc avec un rendement plus favorable, bien que le gradient ($dp/d\alpha$) soit nettement plus faible, donc avec un écart angulaire plus grand entre le début de la combustion et la position de la pression maximale (voir présentation de la FIG. 10). La pression maximale plus élevée, grâce à la valeur avantageuse de $dp/d\alpha$ met moins en difficulté les structures qui bénéficient, de plus, d'une faible remontée du piston pendant cette phase de la combustion, avec un faible délai d'allumage et une réduction du pic de pression. La variation d'entropie a augmenté ainsi que la Pression Moyenne Efficace (P.M.E.), ce qui est à nouveau vérifiable dans la figure suivante, en allumage commandé. Le rapport pression maximale/pression moyenne efficace se trouve avantageusement réduit par une évolution de la combustion sur le P.M.H. La fin de l'injection 4 de la phase isobare se trouve fortement décalée entre les deux systèmes, ce qui se retrouve à la queue de la combustion (R.C.) par un Retard de Combustion sur la pente 4 - 5 de détente. Les repères 3 et 3' délimitent par la ligne en tirets (f) le travail potentiel de la phase isochore et de la phase isobare.

[0057] La FIG. 15 est un diagramme développé P/V d'un cycle quatre temps à allumage commandé sur deux temps (compression-détente). A la courbe du système à genouillère est superposée celle en pointillés du système bielle/manivelle. Les mêmes facilités de présentation que celles de la FIG. 14 ont été utilisées pour la comparaison. La courbe (g) correspond au travail fourni par les gaz d'admission comprimés à la montée (-) et à la descente (+) du piston. Le signe A.C. représente les points d'avance de la combustion des deux systèmes. En (e), la partie hachurée représente le gain obtenu en contre-pression par une réduction de l'avance à l'allumage et par la phase isochore. En (d) c'est le déplacement de la pression maximale sur le P.M.H. qui a permis ce deuxième gain. La courbe (h) est due à la combustion des gaz. La courbe du système bielle/manivelle s'est écrasée significativement par la nécessité qu'il y a à positionner la pression maximale après le P.M.H. pour optimiser le fonctionnement de ce système. Pour les deux systèmes la Fin de la Combustion est représentée par les points (F.C.).

[0058] La FIG. 16 représente un modèle simplifié du système à genouillère avec ses différences mécaniques.

ques. La bielle très courte utilisée est solidaire du piston (2) sans articulation. Ce dernier peut se déplacer dans un cylindre de forme appropriée (tore à enroulement spiralé), grâce à la cinématique qui produit un basculement alterné de même sens concomitant au mouvement de translation. Cette particularité permet d'ailleurs avec une translation rectiligne du piston (avec articulation) d'avoir un appui latéralisé de ce dernier et d'éviter les chocs de changement d'appui au P.M.H. Ici, sans articulation, le piston n'a plus d'appui dans ses positions successives, aussi il est nécessaire de le latéraliser par la géométrie d'ensemble en fonction de la dynamique du système. La faible hauteur du piston peut, de plus être réduite avec un segment coupe-feu en L de type « HEADLAND » par la suppression de la couronne. Cependant, le faible basculement du piston au P.M.H. accompagné d'une trop légère progression entraîne un jeu latéral nécessaire entre le P.M.H. et le P.M.B. au niveau du segment racleur. Limitée à 0,3 mm, ce jeu correspond au battement radial habituel de ce segment pour une course de 80 mm. Le guidage du piston dans le cylindre se fait par la surface située entre le segment coupe-feu et le segment d'étanchéité.

[0059] La FIG. 17 est une représentation, avec les FIG 18 - 19 et 20, de la biellette R' montée sur le maneton (3) du vilebrequin. Elle comprend les axes mécaniques (6 et 7) des bielles L et R. La perspective cavalière nous permet de voir deux des quatre pièces symétriques deux à deux qui constituent la biellette. Ces pièces (13) sont assemblées sur le plan (21). Les reliefs (18) des pièces (12) (FIG. 19 et 20) sont ajustés étroitement par encastrement sur les saignées d'assemblage (17).

[0060] La FIG. 18 est une coupe des deux pièces symétriques (13) selon le plan DD indiqué dans la FIG. 17. Les axes géométriques B et B' indiquent leur situation en plan. Ils déterminent la position des axes mécaniques (6 et 7). La vis (16) permet de maintenir les demi-axes (6 et 7) sur la bielle L qui ne comporte pas de chapeau de démontage et sur la bielle R à fourche qui, de même, n'est pas démontable. Les trous (20) permettent l'assemblage avec les deux autres pièces (12) pour constituer l'ensemble de la biellette R'.

[0061] La FIG. 19 représente en perspective cavalière la pièce (12) qui s'assemble avec une autre pièce (12) retournée à 180°. Elles enserrant les pièces (13) par les creux (19), les reliefs (18) et les saignées (17) ainsi que les coussinets de bielle sur le maneton. Les trous (24) s'alignent avec les trous (20) des pièces (13) pour un assemblage par vis. Les pièces (12) s'assemblent entre elles par une vis au niveau du trou (23). Un dégagement (22) est aménagé pour offrir un angle d'articulation suffisant aux bielles L et R.

[0062] La FIG. 20 est une vue en plan de la pièce (12) selon la direction BB de la vue de l'observateur.

[0063] La FIG. 21 représente deux coupes superposées perpendiculaires à l'axe des vilebrequins d'un système bielle/manivelle et d'un système à genouillère. Ces coupes sont mises en comparaison sur le plan de

l'encombrement. La culasse commune (25) est représentée sur le bâti moteur (4) avec le cylindre (1). En ha-
churé nous trouvons tous les axes mécaniques de la
cinématique à genouillère. A₃ et B₃ représentent les
axes géométriques du système bielle/manivelle. Le faux
carter (26) en pointillés, auquel est rattaché le carter in-
férieur (29), est assemblé sur le plan (31) qui comprend
le tourillon (27) du vilebrequin. Le bloc-cylindres -en
pointillés- (32), du système bielle/manivelle et -en trait
plein- du système à genouillère sont sensiblement de
même encombrement pour une même course et un mê-
me alésage. Sur le plan d'assemblage (15) sont dispo-
sés les tourillons (27) du vilebrequin du système à ge-
nouillère ainsi que les tourillons (28) de l'excentrique de
réglage du taux de compression. Le faux carter (26), en
trait plein, maintient ces axes et contribue à rigidifier le
bloc moteur sur ses appuis dynamiques. Le carter (29),
en trait plein, devra disposer d'écopages montées sur la
bielle R pour rester « humide » ou, différemment, être
aménagé en carter « sec ».

[0064] La FIG. 22 représente une coupe transversale
schématisée d'un bloc moteur avec la cinématique des
pièces à partir de deux positions du point O. Ces varia-
tions de la position du point O sont obtenues grâce à un
support-patin (32). Le point O qui correspond à un pivot
glissant de courbe transversale trouve une variation im-
portante de position et déplace le système à genouillère
par rapport d'une part au vilebrequin et sa bielle d'en-
traînement et d'autre part au bâti cylindres. Le support-
patin est pris dans une semelle-glissière courbe (39) qui
s'ajuste sur la partie inférieure du bloc moteur (4). Il
comprend une crémaillère courbe (33) sur laquelle roule
la denture (34) de l'arbre d'entraînement en liaison avec
la roue dentée (35) entraînée elle-même par la vis (36)
qui, par l'axe (37) est mise en rotation grâce au moteur
électrique (38). Nous retrouvons la cinématique du sys-
tème à genouillère des FIG. 1 et 2 dans sa première
position et dans une deuxième position fortement bas-
culée par rapport à l'axe du cylindre. Nous constatons
une importante réduction de la course de l à l' due au
changement du rapport de la poussée tangentielle de
la bielle de la genouillère. La course de la tête de bielle
du piston autour du point O varie elle-même en fonction
du rapport de la poussée tangentielle du système d'en-
traînement bielle/manivelle (angle θ' et θ''). La position
du centre virtuel (Oz) de la glissière courbe détermine la
variation (v) du volume de la chambre au P.M.H. con-
comitamment avec la variation de course de l à l'. Cette
relation connexe permet d'obtenir un taux constant sur
une variation de la cylindrée ou encore, par raison in-
verse, une augmentation de la cylindrée avec une ré-
duction du taux de compression contrairement à ce qui
est obtenu en réalisant une dépression à l'admission à
faible charge en allumage commandé. Cette possibilité
nouvelle va dans le bon sens avec une utilisation d'une
suralimentation pleinement exploitable à grande puis-
sance avec un faible rapport volumétrique et, à l'oppo-
sé, un fonctionnement « atmosphérique » à charge par-

tielle et taux élevé, donc dans les deux cas avec un rendement optimal, en réduisant les pertes habituelles par pompage dans les régimes intermédiaires. Dans cette figure nous avons un taux de 8,3 pour la cylindrée maximale et un taux de 10,3 pour la cylindrée minimale réduite à un tiers. Cette variation de taux ne constitue pas la limite du système. Cependant, la remontée importante du piston crée des embrèvements conséquents nécessaires aux soupapes au croisement des ouvertures. Le maintien d'un taux élevé avec une charge réduite et des hauteurs d'ouverture de soupapes constantes constitue la limite à une variation importante du volume d'air admis. Nécessairement, les hauteurs d'ouverture doivent être variables. En alternative, une solution a été initialement étudiée pour répondre à cette difficulté. Elle comprend un système avec une soupape unique à levée constante et une distribution par la chapelle sur le conduit d'admission et d'échappement, ce qui permet, avec un embrèvement unique dans le piston ayant la fonction de bol, de recentrer l'injection et la combustion et de réduire le volume de la chambre.

[0065] Pour l'équilibrage, nous retrouvons l'arbre $f - \omega$ accouplé à $g - 2\omega$ l'ensemble entraîné par rapport à $g2\omega$ et $f\omega$ par l'intermédiaire d'un système de calage variable, de type à arbre hélicoïdal à emboîtement coulissant par exemple, pour permettre d'orienter différemment la contre-poussée de $F'a$ Fa à $F'a1$ Fa1 (Σ angle $< 25^\circ$) selon l'orientation des poussées alternatives des masses de la cinématique.

[0066] FIG. 23 nous avons une représentation de l'actuateur qui transforme la rotation de l'axe (37) en un mouvement de la pièce (32) autour de l'axe virtuel Oz. La première liaison cinématique est assurée par un engrenement à vis (36) et roue dentée (37). Cette dernière solidaire de l'axe mécanique (47) transmet son mouvement de rotation à la roue dentée (34) qui roule sur la denture (33) de la crémaillère courbe du support-patin (32) de l'axe géométrique O. Cet axe est matérialisé par le relief (40) avec, dans l'alignement de O, un trou pour insérer l'axe mécanique du pied de la bielle de la genouillère.

[0067] La FIG. 24 représente une coupe longitudinale d'un bloc moteur multicylindre à système à genouillère. A l'intérieur des « mandolines » (41), nous trouvons en coupe la semelle courbe (39) sur laquelle glisse la pièce (32) support du pied à fourche de la bielle R de la genouillère. Cette pièce, en appui sur les reliefs (46) du bloc moteur et sur la semelle (39), coulisse sur les surfaces (43 et 44). Elle comprend, usinés dans la masse, la crémaillère (33) et les reliefs de guidage latéraux (45) ainsi que le relief (40) d'encastrement dans lequel est ajusté, serré à chaud, l'axe mécanique (42). La tête de la bielle R, elle aussi à fourche, enserré librement la tête de la bielle L. Les deux éléments (13) de la biellette R' pénètrent latéralement les deux bielles par des demi-axes. La bielle L s'articule au piston par la liaison rotule glissière d'axe dans le cylindre (1). L'actuateur représenté dans les FIG. 22, 23 et 24 est entraîné par le mo-

teur (38) qui est lui-même commandé sous l'action de l'accélérateur par l'intermédiaire d'une gestion électronique qui prend en charge tous les paramètres nécessaires à l'adaptation de la cylindrée, au taux, au rapport de suralimentation, à l'avance, au volume de combustible injecté, à la variation du refroidissement etc. Le moteur d'entraînement (38) nécessite peu d'énergie par l'alignement de la poussée de la bielle R qui est pratiquement sur l'axe virtuel Oz de la semelle glissière courbe (39) à la pression maximale de combustion. Les variations de la poussée tangentielle sur l'angle θ' sont accompagnées d'une réduction de la force de poussée due à la pression des gaz de combustion. A la première démultiplication de la cinématique (engrenements 33 et 34) au P.M.B., le rapport est encore de 55, alors qu'il était de 214 au P.M.H. Le deuxième engrenement à vis et roue dentée autorise une seconde démultiplication qui peut être supérieure à 10. La course du point O étant réduite à 1/8 de tour autour Oz, il est possible d'avoir une démultiplication sur l'arbre moteur supérieure à 2×10^3 ce qui permet, avec un moteur d'entraînement (38) tournant à 4 000 tr mn, de passer du ralenti, avec une cylindrée minimale, à une cylindrée maximale en moins de 3 secondes. Une démultiplication mieux appropriée de 200, donc nécessitant un couple d'entraînement supérieur à 1/200^{ème} du couple maximal instantané, permet à la même vitesse d'entraînement, d'obtenir une variation maximale de la cylindrée en quelques dixièmes de seconde.

[0068] Les applications de l'invention concernent les moteurs rapides à allumage commandé ou diesel, quatre ou deux temps, et par extension les moteurs lents de forte cylindrée. Avec un sens de rotation inversée, c'est comme compresseur qu'elle peut être utilisée.

Revendications

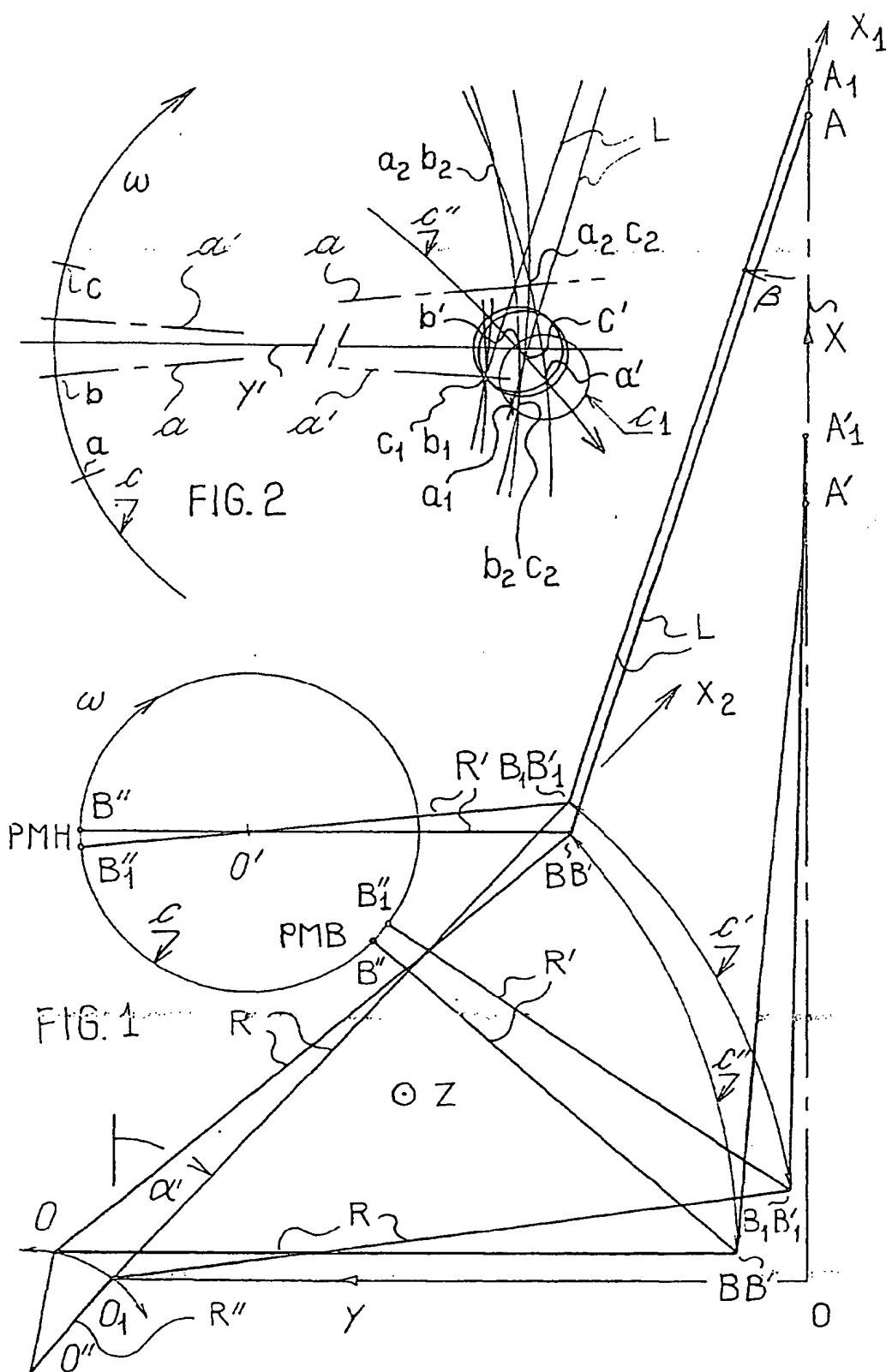
1. Mécanisme de transformation d'un mouvement de translation alternatif en rotation continue, constitué d'une chaîne cinématique utilisée avec toutes les variations de dimensionnement des pièces et de positionnement des liaisons à l'usage de pompes et de machines industrielles dont les presses et de démonstrateurs/moteurs, cette chaîne cinématique comprend trois bielles articulées sur un axe commun dont l'une s'intègre dans un système bielle/manivelle, la deuxième s'articule par son pied sur l'entrée ou la sortie du mouvement, éventuellement sur un piston en translation, et la troisième pivote par un axe en appui sur le bâti, dans une disposition dite à genouillère, caractérisé par la bielle (R') de manivelle très courte constituée de quatre pièces identiques deux à deux (12 - 13) qui enserrant des coussinets autour du maneton de la manivelle et qui pénètrent latéralement, de part et d'autre de leur tête, les deux autres bielles (L et R) par des demi-axes, cette bielle de manivelle étant remarquable

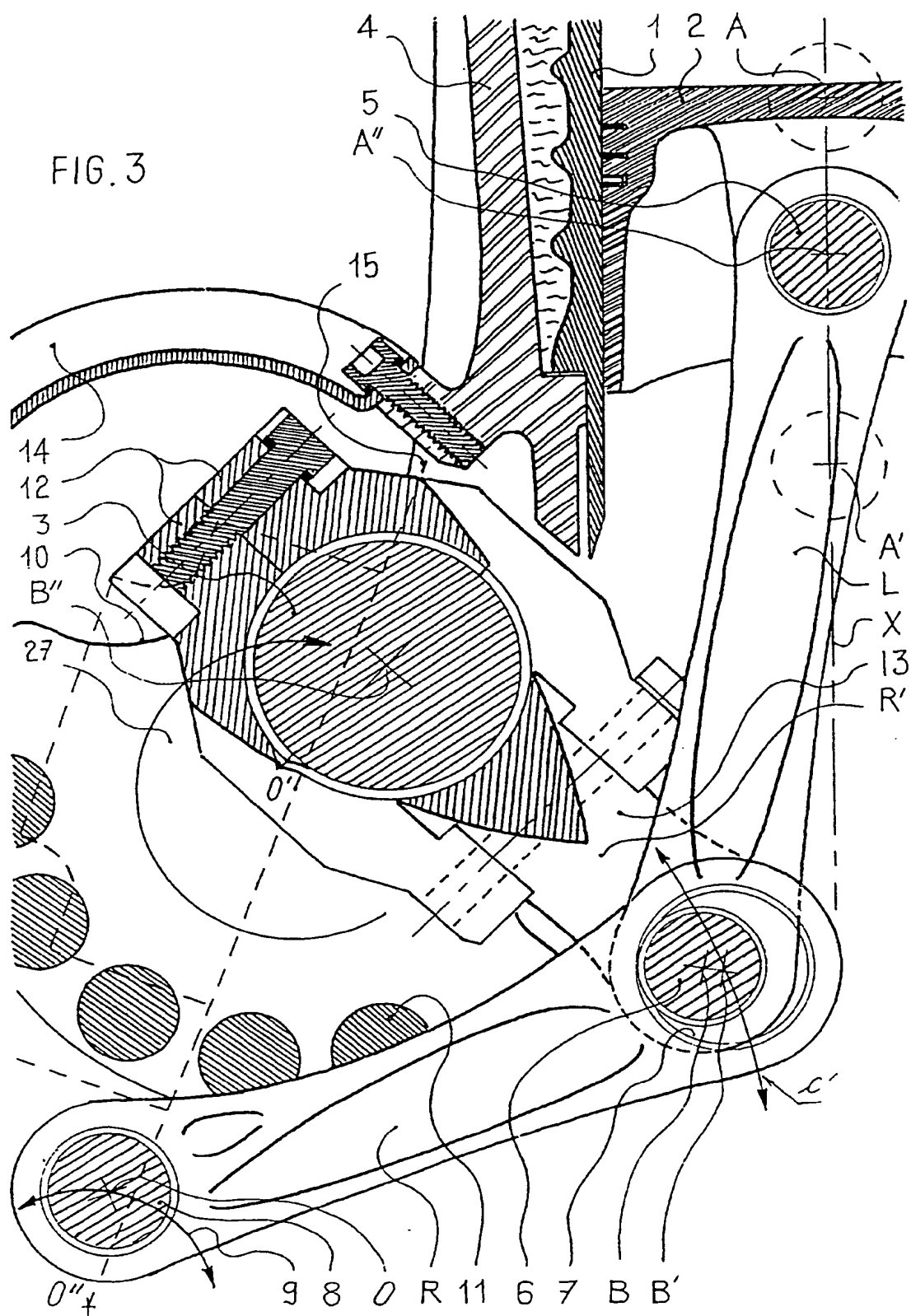
par le fait qu'elle comprend trois axes d'articulation (B-B'-B''), un pour le maneton et deux distincts pour les bielles (L et R) et par le fait que son basculement autour du PMH, alors que distinctement les bielles (L et R) ne sont pas en alignement, superpose un déplacement croissant négatif de (B') à un déplacement croissant positif de B, de même valeur, qui assure l'immobilisation de (A) sur 20° de manivelle et sa progression relativement rapide après cette intermittence à cela, d'une manière avantageuse, la bielle (R') est tirée sous la poussée du point (A) sur la genouillère avec un angle réduit entre les deux bielles (L et R), la genouillère n'est pas en extension complète en fin de course, ce qui permet spécifiquement le déplacement de l'axe d'appui (O) sur le bâti autour d'un point virtuel Oz, situé sensiblement sur la position du point (B') en fin de course (PMH), pendant le fonctionnement du mécanisme, ceci, afin de rendre variable l'amplitude de la course de (A) sans dépasser la position limite de l'alignement des bielles de la genouillère.

2. Mécanisme selon la revendication 1, **caractérisé** par l'axe d'appui (O) de la genouillère sur le bâti par l'intermédiaire d'un patin (32) à denture (33) monté sur une glissière courbe (39) qui le fait progresser autour d'un axe virtuel (Oz) par la rotation engrenée d'un arbre denté (47) lui même entraîné par un engrenage irréversible à vis sans fin; la position de (Oz) assure concurremment la variation du rapport volumétrique et la variation de la longueur de la course du piston.
3. Mécanisme, selon la revendication 1, **caractérisé** par un piston faisant corps avec la bielle ainsi que par un cylindre de forme torique à courbure spiralée qui lui est associé.
4. Mécanisme, selon la revendication 1, **caractérisé** par utilisation d'arbres d'équilibrage à calage variable dans une disposition particulière avec un contre-arbre jumelé au vilebrequin ($f - \omega$ à $f\omega$) pour obtenir un alignement sur les forces de premier ordre et les annuler par une poussée à contre sens.

50

55





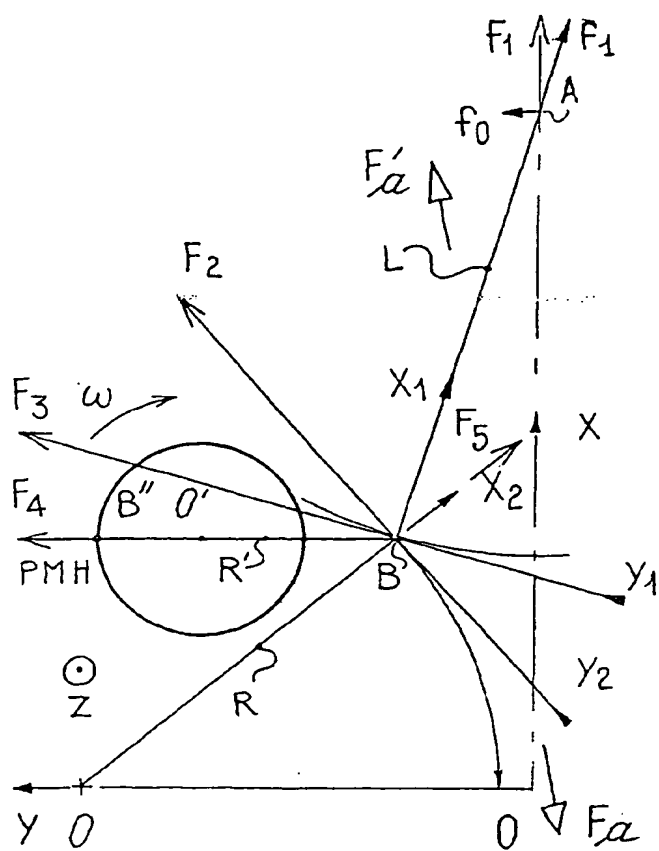


FIG. 4

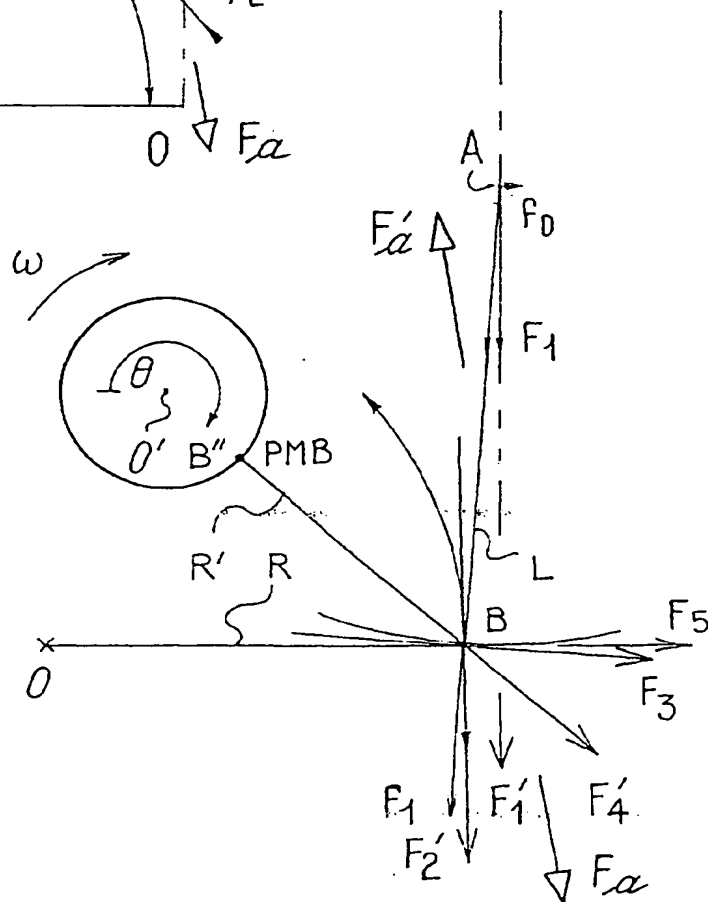
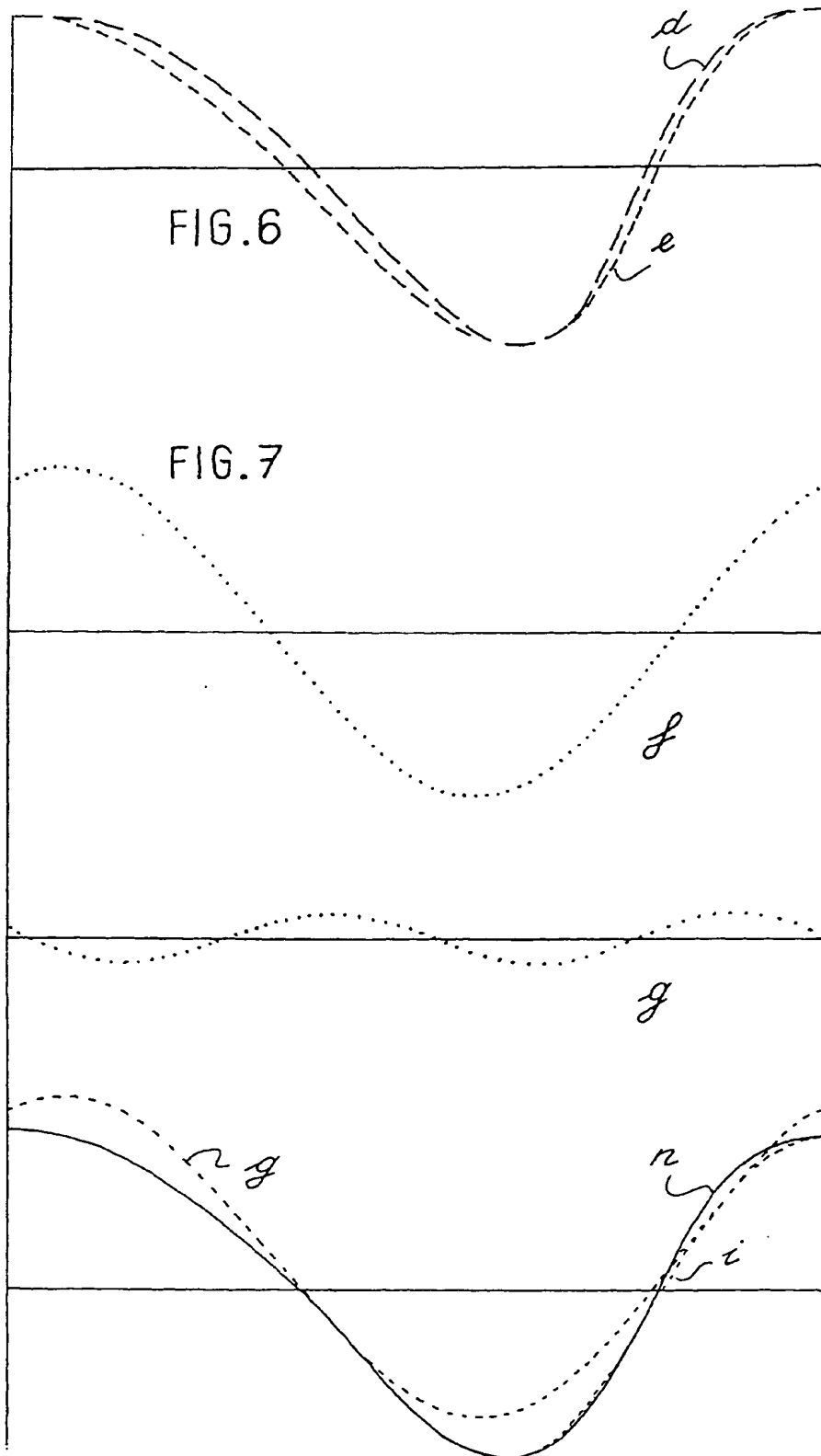


FIG. 5



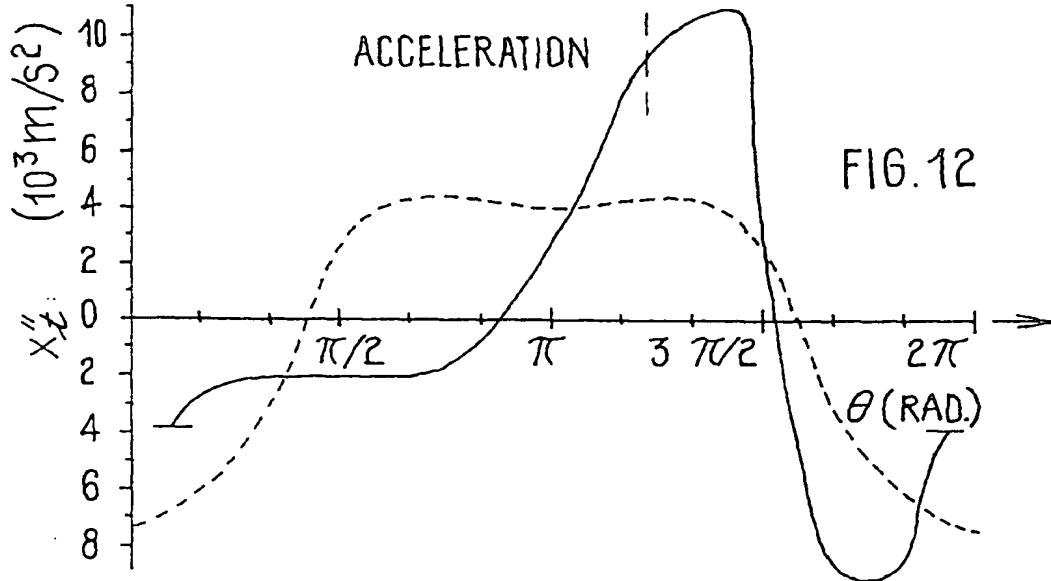
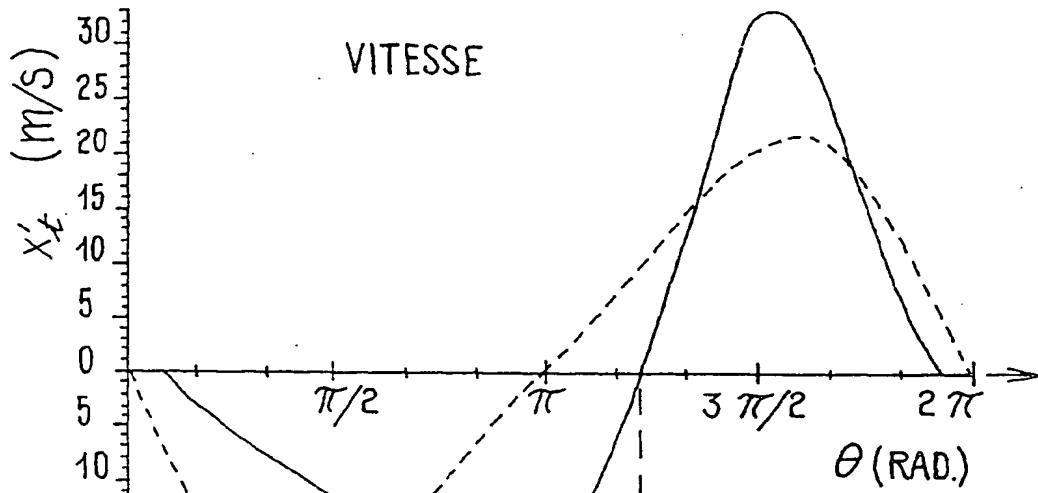
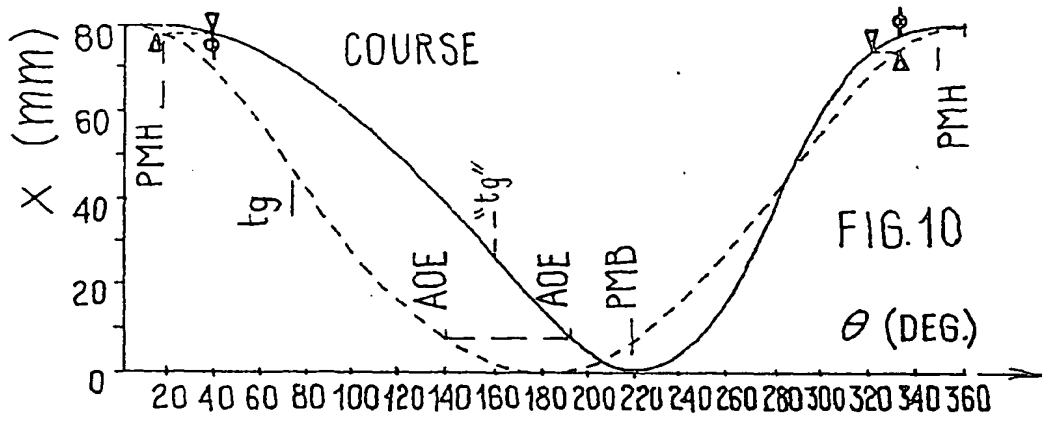


FIG. 13

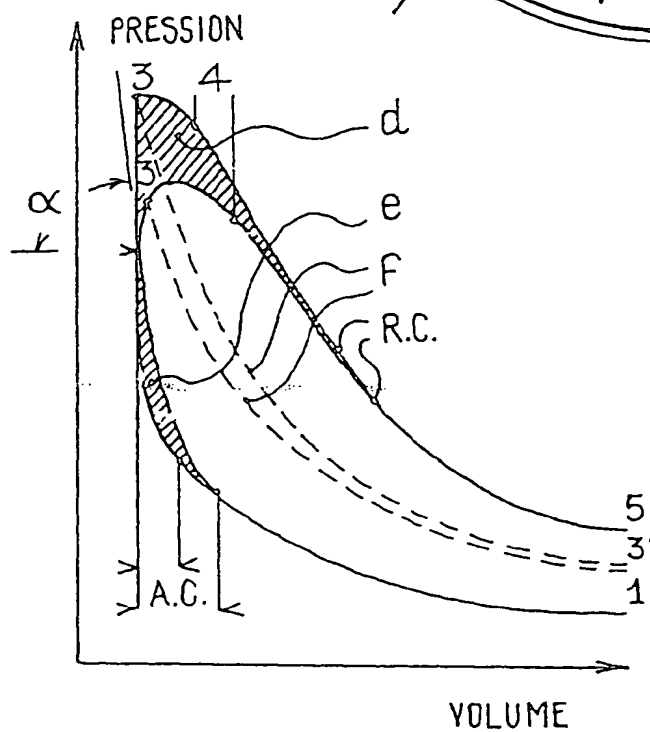
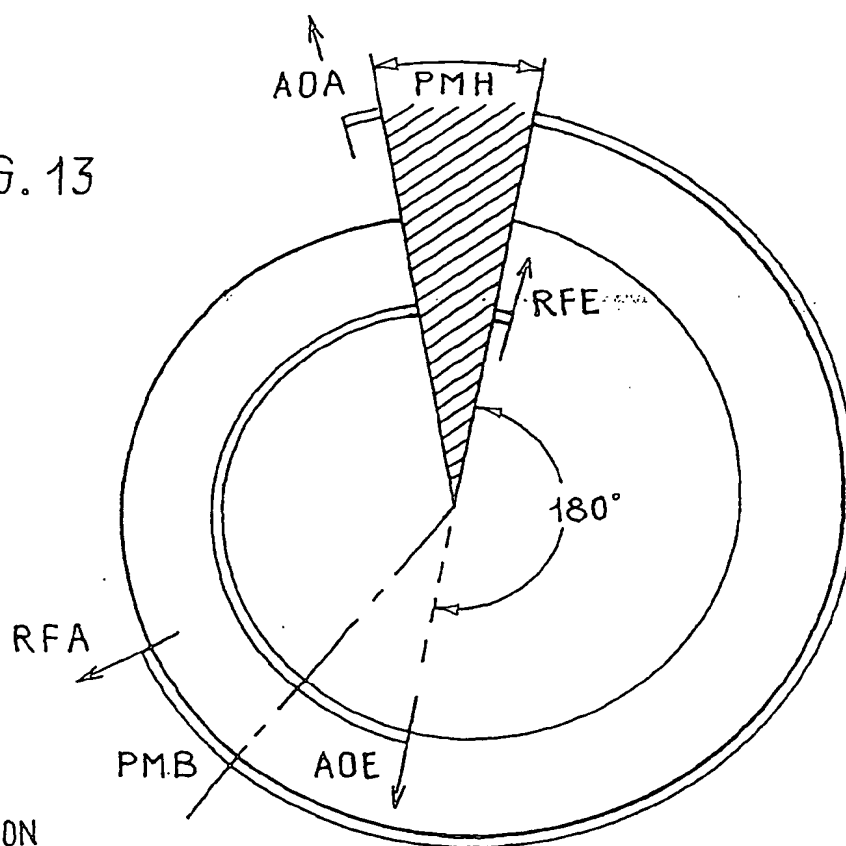


FIG. 14

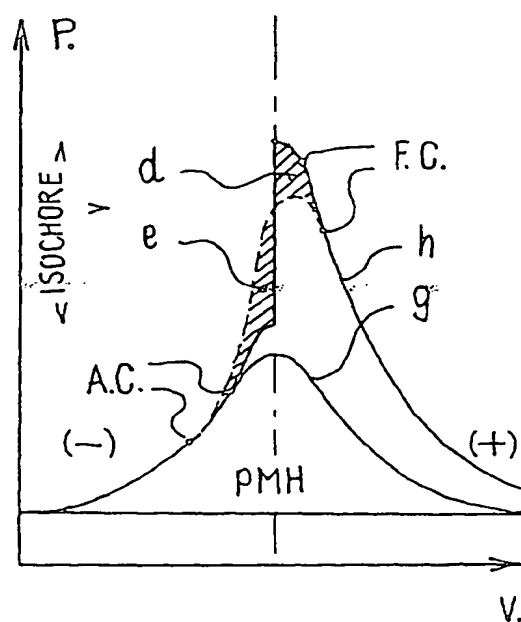
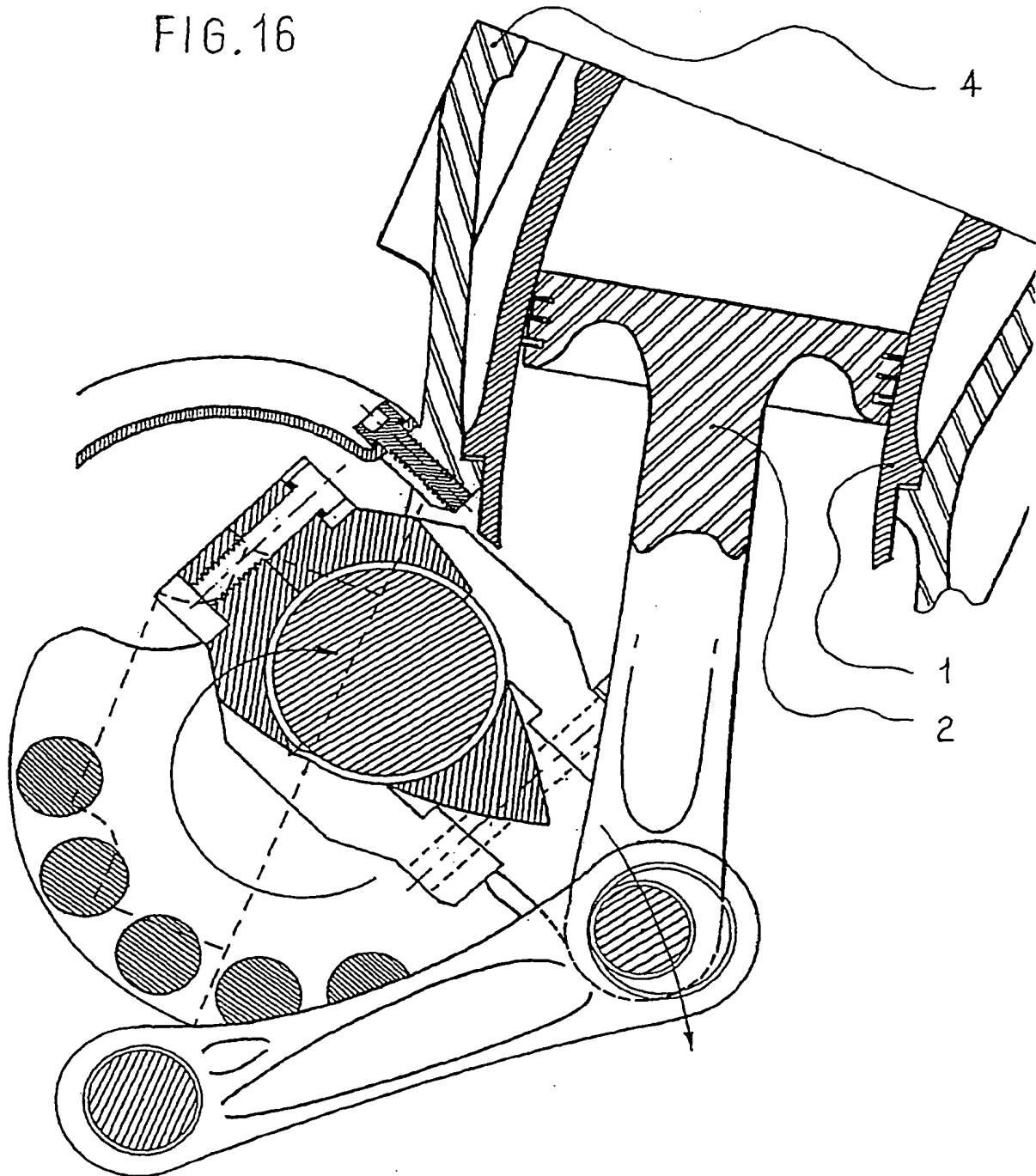


FIG. 15

FIG. 16



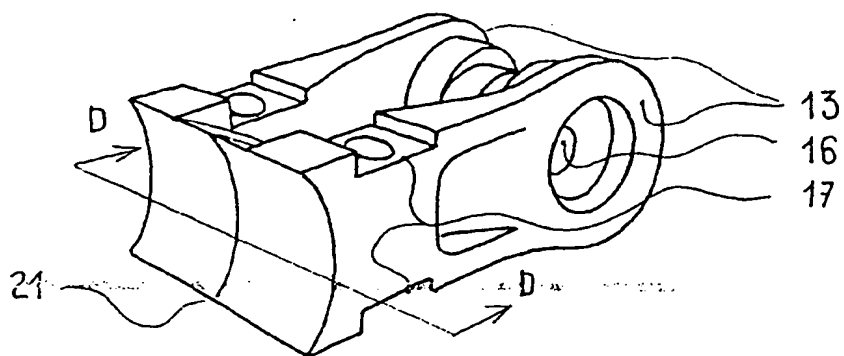


FIG. 17

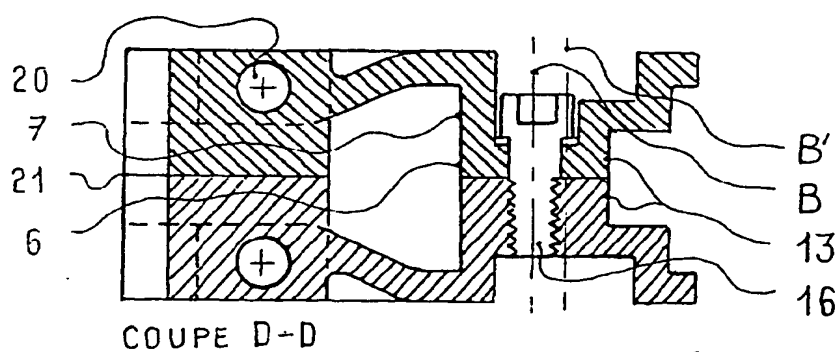


FIG. 18

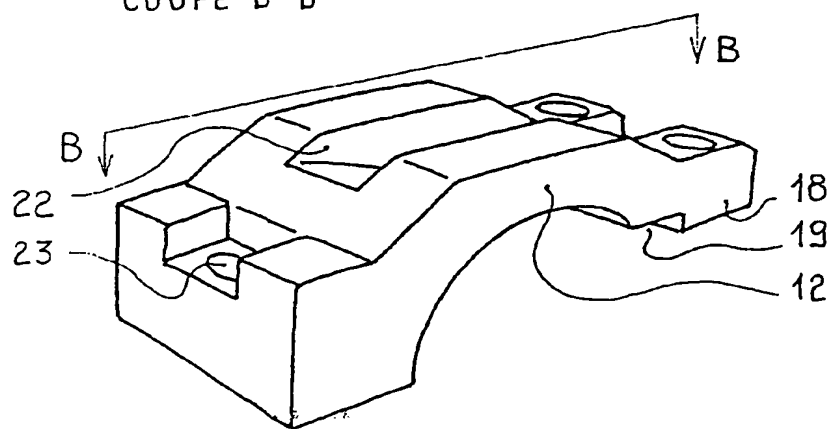


FIG. 19

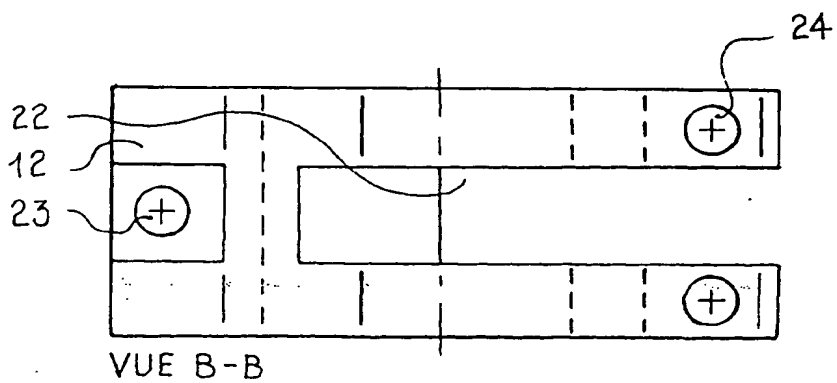
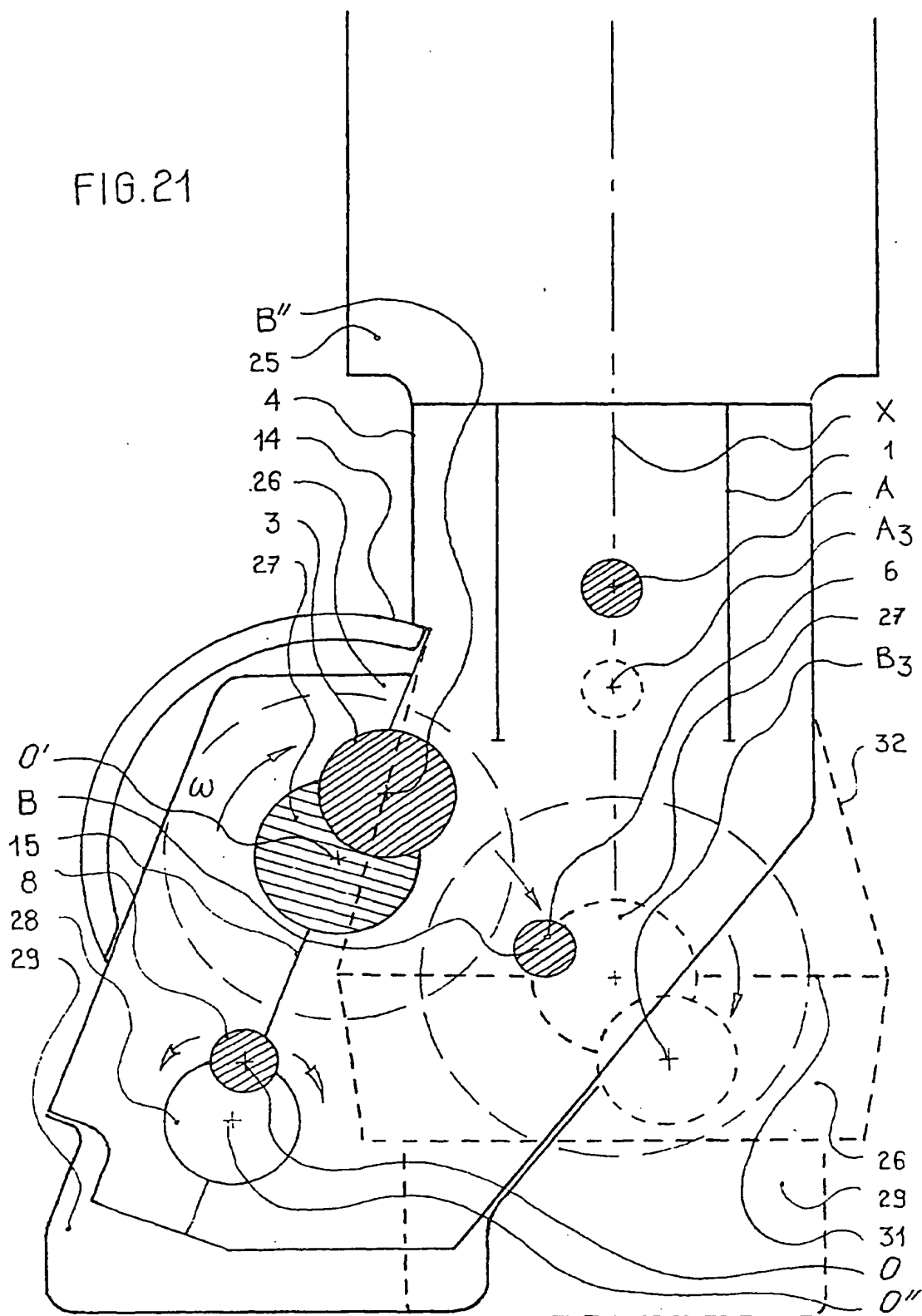


FIG. 20

FIG. 21



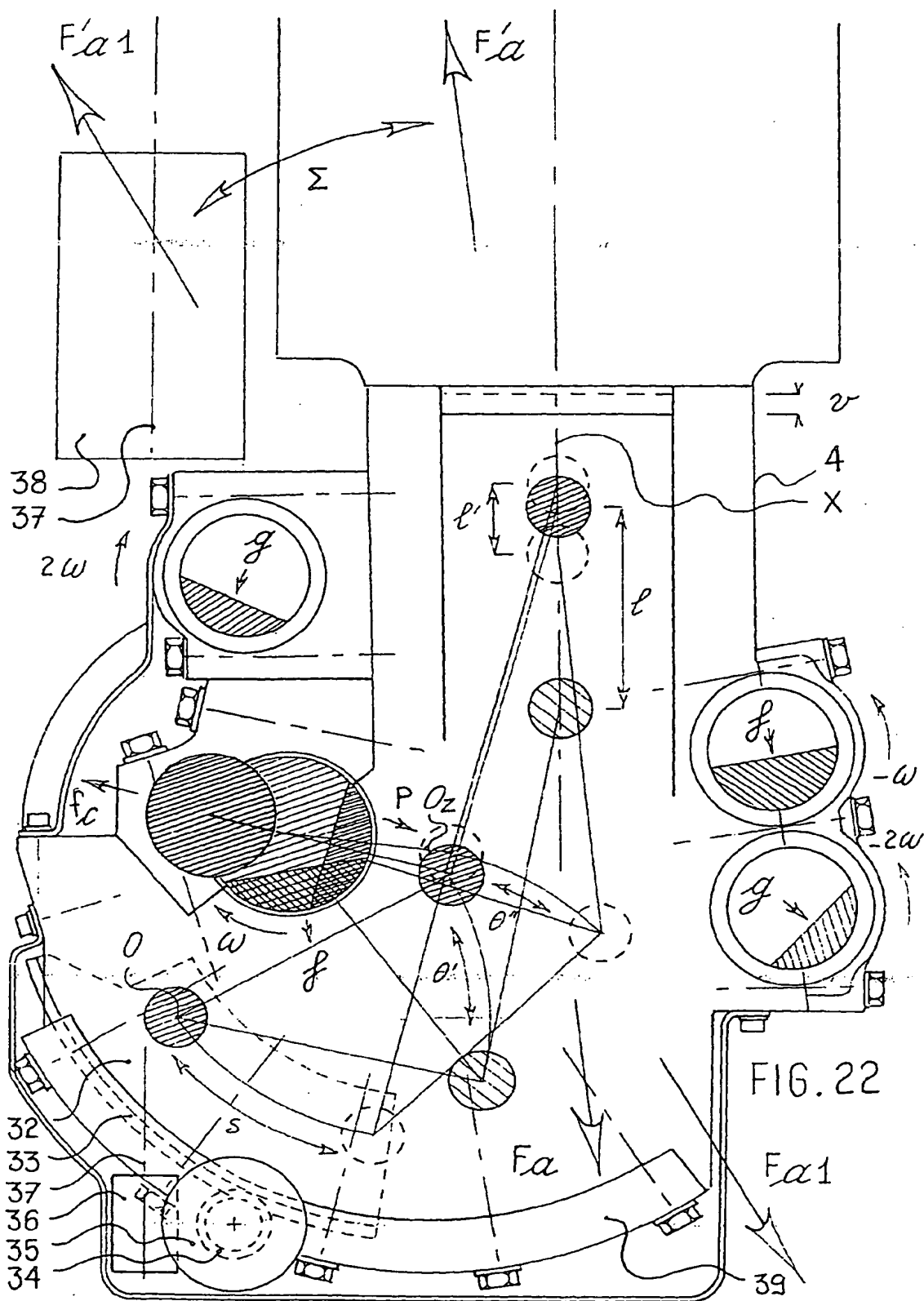


FIG. 22

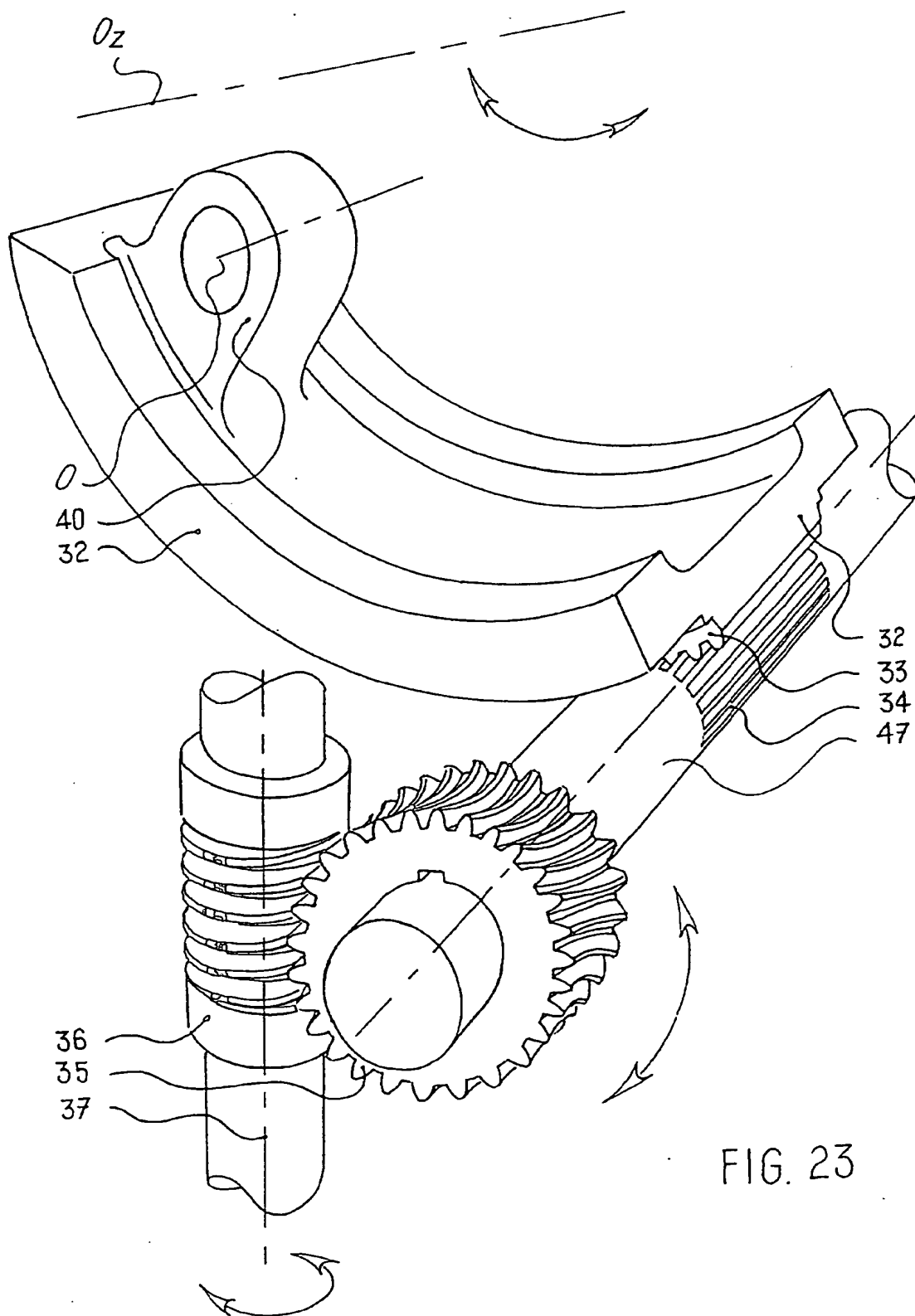
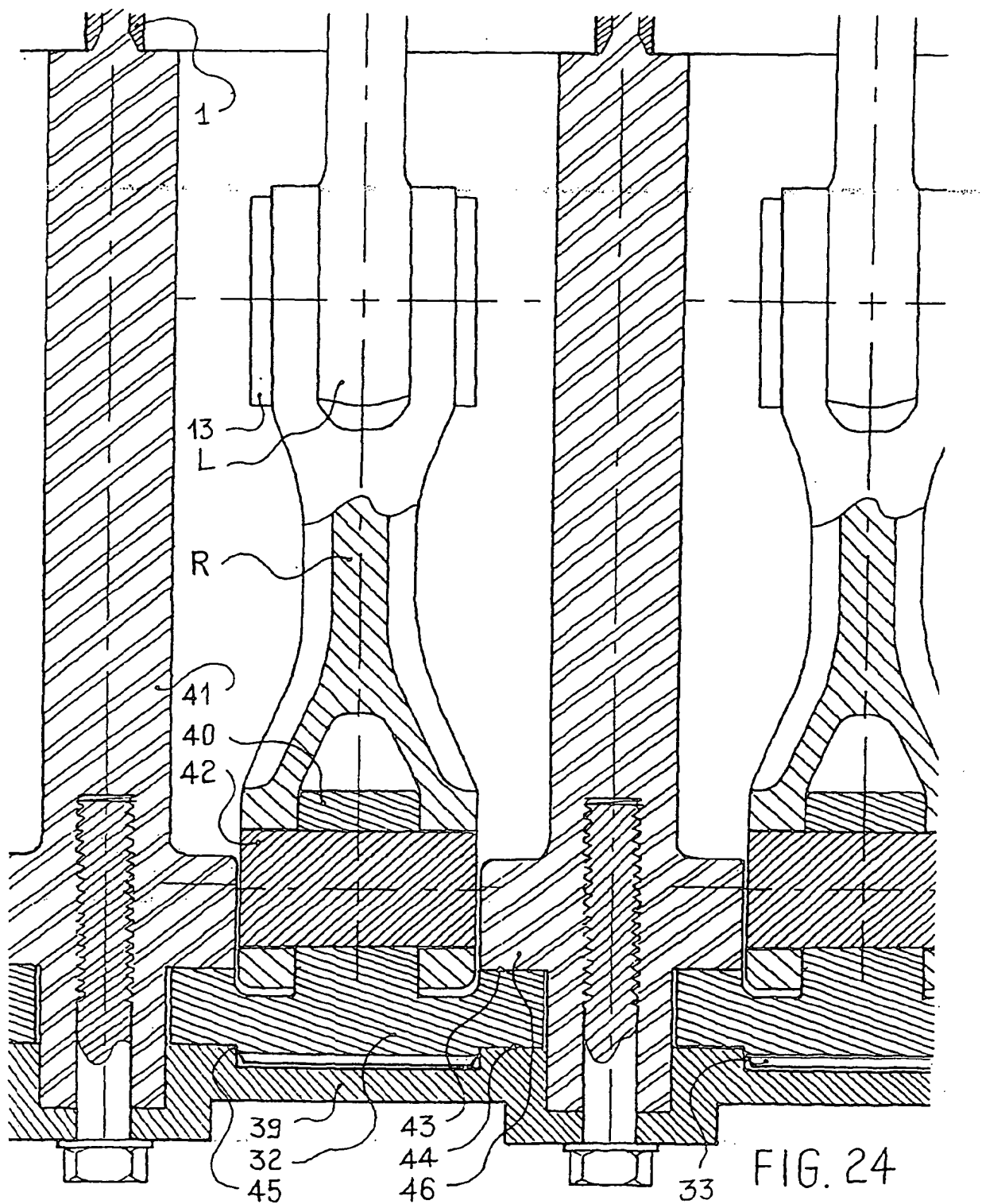


FIG. 23





Office européen
des brevets

RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE

Numéro de la demande
EP 01 40 1621

DOCUMENTS CONSIDERES COMME PERTINENTS			
Catégorie	Citation du document avec indication, en cas de besoin, des parties pertinentes	Revendication concernée	CLASSEMENT DE LA DEMANDE (InLCI.7)
A	FR 2 779 480 A (NEGRE GUY) 10 décembre 1999 (1999-12-10) * figure 14 * * abrégé * * page 9, ligne 19 - page 10, ligne 10 * ---	1-4	F02B75/32 F01B9/02 F01C9/00
A	FR 390 489 A (WHITE) * figure 1 * * page 3, colonne 2, alinéas 4,5 * ---	1,4	
A	DE 27 34 715 A (SCHERF GEB KINDERMANN EVA) 22 février 1979 (1979-02-22) * figures 1-3 * * revendications 1-8 * ---	1-4	
A	US 5 186 137 A (SALZMANN WILLY E) 16 février 1993 (1993-02-16) * figure 1 * * abrégé * ---	1,3	
A	US 1 335 947 A (WELKE FERDINAND G) 6 avril 1920 (1920-04-06) * figure 1 * * abrégé * * revendications 1-5 * -----	1,3	DOMAINES TECHNIQUES RECHERCHES (InLCI.7) F02B F01B F01C
Le présent rapport a été établi pour toutes les revendications			
Lieu de la recherche LA HAYE		Date d'achèvement de la recherche 11 septembre 2001	Examineur Wassenaar, G
CATEGORIE DES DOCUMENTS CITES		T : théorie ou principe à la base de l'invention E : document de brevet antérieur, mais publié à la date de dépôt ou après cette date D : cité dans la demande L : cité pour d'autres raisons & : membre de la même famille, document correspondant	
X : particulièrement pertinent à lui seul Y : particulièrement pertinent en combinaison avec un autre document de la même catégorie A : arrière-plan technologique O : divulgation non-écrite P : document intercalaire			

EPO FORM 1503 (03/02) (P/C/202)

**ANNEXE AU RAPPORT DE RECHERCHE EUROPEENNE
RELATIF A LA DEMANDE DE BREVET EUROPEEN NO.**

EP 01 40 1621

La présente annexe indique les membres de la famille de brevets relatifs aux documents brevets cités dans le rapport de recherche européenne visé ci-dessus.
Lesdits membres sont contenus au fichier informatique de l'Office européen des brevets à la date du
Les renseignements fournis sont donnés à titre indicatif et n'engagent pas la responsabilité de l'Office européen des brevets.

11-09-2001

Document brevet cité au rapport de recherche	Date de publication	Membre(s) de la famille de brevet(s)	Date de publication
FR 2779480 A	10-12-1999	FR 2779480 A1	10-12-1999
		AU 4044099 A	20-12-1999
		BG 105103 A	31-07-2001
		BR 9910897 A	13-02-2001
		CN 1303465 T	11-07-2001
		EP 1084334 A1	21-03-2001
		WO 9963206 A1	09-12-1999
		NO 20006067 A	25-01-2001
		TW 424128 B	01-03-2001
FR 390489 A		AUCUN	
DE 2734715 A	22-02-1979	DE 2734715 A1	22-02-1979
US 5186137 A	16-02-1993	AT 77869 T	15-07-1992
		AU 1341288 A	26-09-1988
		WO 8806675 A1	07-09-1988
		DE 3872467 A1	06-08-1992
		DE 3872467 D1	06-08-1992
		EP 0303649 A1	22-02-1989
		JP 7092113 B	09-10-1995
		JP 1502355 T	17-08-1989
		KR 9604203 B1	28-03-1996
US 1335947 A	06-04-1920	AUCUN	

EPO FORM PC/480

Pour tout renseignement concernant cette annexe : voir Journal Officiel de l'Office européen des brevets, No.12/82